FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA DOS OFICINAS DE LA EMPRESA DC CONSTRUCCIONES SAC de 618 m^2 LIMA, 2017"

TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

AUTOR

Rosas Nole Anndy

ASESOR - ESPECIALISTA

Mg. Ing. Juan Carlos Bengoa Seminario

ASESOR – METODOLOGICO

Mg. Ing. Edward Javier León Lescano

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

Generación – Transmisión – Distribución

TRUJILLO – PERU

2017

PAGINA DEL JURADO

"DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA DOS OFICINAS DE LA EMPRESA DC CONSTRUCCIONES SAC DE 618 m² LIMA, 2017"

Presentada a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo – La Libertad para su aprobación.

Aprobada por:

.....

MG. Luis Julca Verástegui

Presidente

.....

MG. Juan Carlos Bengoa Seminario

Secretario

.....

ING. Javier León Lescano

Vocal

DEDICATORIA

El desarrollo de esta tesis se lo dedico en principio a Dios por darme la vida, a mis padres por el apoyo incondicional en todo momento, a mis hijos Iago y Naiara por ser mi motor y motivo para superarme a mi esposa por su apoyo incondicional por su esfuerzo y sacrifico cada día desde que empecé este proyecto que hoy se hace realidad.

Anndy Rosas Nole

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradezco a dios por darme fuerzas y poder sacar adelante este proyecto que hoy es una realidad a mis compañeros que de una u otra manera compartieron conocimientos y apoyo mutuo durante este proceso, a mi familia por compartir conmigo cada momento, y hacer posible la conclusión de mi tesis.

A mis asesores: Ing. Juan Carlos Bengoa Seminario y el Ing. Edward Javier León Lescano por sus amplios conocimientos en el desarrollo de mi tesis.

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo **ANNDY WILLIAM ROSAS NOLE** con DNI N° **40442185**, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de INENIERÍA Escuela MECÁNICA ELÉCTRICA, declaro bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces. En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por la cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo 28 de mayo del 2017

ANNDY WILLIAM ROSAS NOLE

DNI: 40442185

PRESENTACIÓN

Señores miembros del jurado, de conformidad con lo dispuesto en el reglamento de grados y títulos de la Escuela de Ingeniería, de la Universidad Cesar Vallejo, me es honroso presentar a consideración de vuestro criterio el presente trabajo intitulado "DISEÑO DE SISTEMA DE CLIMATIZACION PARA DOS OFICINAS DE LA EMPRESA DC CONSTRUCCIONES S.A.C DE $618\ m^2$ LIMA, 2017" que sustentare como tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico Electricista, si vuestro dictamen es favorable.

Trujillo, diciembre del 2017

INDICE

RESUMEN

La empresa DC construcciones SAC se dedica a la ejecución y supervisión de obras civiles y electromecánicas, el cual cuenta con un ambiente poco favorable para los trabajadores por ser un ambiente muy pequeño y no tienes las condiciones básicas para desarrollar un ambiente de trabajo agradable. El presente proyecto se ha realizado con la finalidad de brindar un mejor ambiente de trabajo para los empleados de la empresa DC construcciones SAC se ha diseñado un sistema de climatización para sus oficinas. Se inició con un estudio de las condiciones climatológicas de la ciudad de lima para poder desarrollar y verificar en qué condiciones se encuentra y bajo que parámetros debemos de considerar para empezar a desarrollar el cálculo de las cargas térmicas.

Esta investigación se ha desarrollado bajo normas establecidas a nivel internacional, como ASHRAE, asimismo se ha tomado como referencia manuales y libros orientados al tema de aire acondicionado.

Para realizar los cálculos de cargas térmicas se ha tenido que tomar datos climatológicos de la ciudad de lima, la ubicación exacta de las oficinas, como también el día y la hora del mes de febrero ya que fue el mes que registró un alto índice de temperatura. En los cálculos de cargas térmicas por transmisión, ocupantes, iluminación, aparatos eléctricos e infiltración se obtuvo un total por ambiente de recepción y sala de espera de 65922.73 btu/hr y en la oficina de sala de reuniones se obtuvo un total de 43763.44 btu/hr.

Para ambas oficinas se han seleccionado dos equipos uno de 48000 btu/hr, y otro de 24000 btu/hr sala de espera y recepción y uno de 48000 btu/hr para sala de reuniones, ya que son ambientes separados y de diferente funcionamiento esto va a ayudar a conservar ahorro de energía.

Asimismo estos equipos utilizaran un refrigerante R410A tipo, HFC libre de cloro, no es toxico y además ayuda a mantener la capa de ozono limpia, su rendimiento es superior en comparación con otro refrigerante.

Palabras claves: condiciones climatológicas, cargas térmicas, refrigerante, climatización y conductores eléctricos.

ABSTRAC

The company DC Constructions SAC is dedicated to the execution and supervision of civil and electromechanical works, which has an unfavorable environment for workers because it is a very small environment and you do not have the basic conditions to develop a pleasant work environment. The present project has been made in order to provide a better working environment for employees of the company DC Constructions SAC has designed an air conditioning system for their offices. It began with a study of the climatological conditions of the city of Lima to be able to develop and verify in what conditions it is and under what parameters we must consider to begin to develop the calculation of the thermal loads.

This research has been developed under norms established at an international level, such as ASHRAE, likewise reference has been made to manuals and books oriented to the topic of air conditioning.

To calculate the thermal loads, it was necessary to take climatological data from the city of Lima, the exact location of the offices, as well as the day and time of the month of February since it was the month that registered a high temperature index . In the calculations of thermal loads by transmission, occupants, lighting, electrical appliances and infiltration, a total of 65,922.73 btu / hr was obtained per reception and waiting room environment, and a total of 43,763.44 btu was obtained in the meeting room office. hr.

For both offices, two teams have been selected, one of 48,000 btu / hr, and another of 24,000 btu / hr waiting and reception room and one of 48,000 btu / hr for meeting room, as they are separate environments and of different functioning this goes to help conserve energy savings.

Likewise, these equipment's will use a type R410A refrigerant, chlorine-free HFC, is not toxic and also helps to keep the ozone layer clean, its performance is superior in comparison with another refrigerant.

Keywords: climatological conditions, thermal loads, refrigerant, air conditioning, and electrical conductors.

I. Introducción

1.1. Realidad problemática

En el año 2016 la empresa DC construcciones SAC suscribió numerosos contratos para construcción de obras en diversos distritos de la ciudad de Lima y provincias, lo que generó la necesidad de contratar mayor personal de ingeniería, administrativo y logístico.

El incremento del personal antes mencionado desarrolló un apiñamiento en sus trabajadores en los ambientes de DC CONSTRUCCIONES SAC, asimismo se desarrollaron dolencias en sus trabajadores tales como erupción en la piel, calambres musculares, deshidratación y agotamiento.

Estas dolencias se encuentran vinculadas también a las variaciones del clima que siempre han existido en nuestro planeta; sin embargo, en las últimas décadas se han producido muchas más alteraciones climáticas, entre ellas el aumento o la disminución brusca de las temperaturas promedio por estación y considerando el reporte de las altas temperaturas en Lima de los últimos años, el uso del aire acondicionado en vehículos, oficinas e incluso en los hogares se vuelve más frecuente; sin embargo, para que no se generen más alteraciones climáticas la tecnología debe ser utilizada racionalmente.

De la misma forma, las dolencias antes mencionadas originaron que el rendimiento de sus trabajadores disminuyera de forma considerable, afectando su productividad, y se generaran incumplimientos en los plazos establecidos; y, como consecuencia de ello la aplicación de penalidades por parte de sus principales clientes. (construcciones, 2017)

Por otro lado las utilidades proyectadas por DC CONSTRUCCIONES SAC para dicho año disminuyeron de forma considerable.

Es por esta razón, que considerando los aspectos como: a) cambios e incrementos en la temperatura del ambiente, b) los conocimientos de los efectos que estos causan sobre la salud; y, c) el desempeño de sus trabajadores, la empresa DC CONSTRUCCIONES SAC, adquirió un edificio con la finalidad de ubicar de manera adecuada a su personal y que mejore su rendimiento; sin embargo, no cuenta con un sistema de aire acondicionado.

Por esta razón, ha decidido instalar en dicho edificio un sistema de aire acondicionado que contemple la utilización de ahorro de energía para el cuidado y protección del medio ambiente. El sistema de climatización se está convirtiendo en una necesidad sobre todo en el departamento de Lima, situación que conlleva a que toda edificación ya sea nueva o remodelada cuente en sus instalaciones con aire acondicionado para el confort de las personas y que repercutirá en el desarrollo de sus actividades, además de generar en los trabajadores de DC CONSTRUCCIONES SAC, un ambiente de trabajo agradable que incremente su productividad. (construcciones, 2017)

1.2. Trabajos previos:

Moreno, A. y Guerrero, J. (2011) en su trabajo de Instalación de equipos de aire acondicionado para oficinas señalan como objetivo principal de la investigación realizar un análisis de las cargas térmicas del sistema de aire acondicionado para mejorar las condiciones de confort en las oficinas y optimizar las condiciones ambientales por el cambio del sistema de aire acondicionado y el mantenimiento de los equipos. El principal problema fue el mal acondicionamiento ambiental en el edificio de la empresa Banamex. Al momento de realizar un análisis se detectó que había mucho calor en la sala de trabajo y esto provocaba fallas a los equipos de cómputo y además un ambiente desagradable a los usuarios

Después de efectuar el análisis del lugar donde se instalara el equipo en el trabajo han obtenido los valores de control que son necesarios para poder elegir el equipo

adecuado y satisfacer las necesidades de confort ambiental, obtener mayor eficiencia y de fácil mantenimiento.

Luego del estudio realizado en la investigación han podido lograr lo siguiente:
El mejoramiento de comodidad para los usuarios, una mejor calidad de aire acondicionado, un mejor equipo con mayor rendimiento, seleccionar de manera practica el equipo adecuado y de fácil mantenimiento para los técnicos y una mayor eficiencia de los equipos de cómputo.

Trejo, P y Reyes, H. (2009) en su trabajo de cálculo y selección del equipo de un sistema de aire acondicionado para un teatro en puerto Vallarta, Jalisco nos dice que hoy en día un sistema de aire acondicionado ya no se considera un lujo sino una necesidad toda vez que está destinado no solo para el confort del personal sino para preservar la salud humana.

Habiendo realizado un cálculo de cargas térmicas obtuvieron una carga estimada de 33,091 TR y realizando un estudio de carta Psicrométrica determinaron que el equipo a utilizar fue la unidad paquete marca trane modelo TC-H-600-A-F-0 el mencionado equipo cumple con las necesidades y condiciones requeridas para las exigencias del local asimismo selecciono su sistema de distribución por ductos de inyección obteniendo perdidas por inyección de 0.58. Trejo, P concluye su tesis manifestando que una selección adecuada del equipo va a beneficiar y lograra satisfacer las condiciones necesarias para el local y obtendrá un óptimo funcionamiento, también reducirá los costos de instalación, operación y mantenimiento y lo más importante el ahorro de energía.

Daniel Gutiérrez Giraldo. (2009) En su Tesis Sistema de climatización para hotel cuatro estrellas ubicado en la ciudad de Lima señala que se desea brindar un mayor confort térmico a los huéspedes y personas que harán uso de las instalaciones del hotel en el trabajo se desarrolla paso a paso los cálculos, el diseño y la elaboración

del presupuesto del sistema más apropiado que permitirá satisfacer los requerimientos de confort para cada ambiente del hotel.

En la mayoría de hoteles utiliza sistemas de agua helada o sistemas de expansión directa para las habitaciones. Por ello, entre las consideraciones para determinar el sistema de climatización adecuado, se considera: la termorregulación humana y balance energético, las condiciones para confort térmico, los índices ambientales y las condiciones exteriores de diseño. Además, se debe considerar para la selección de un sistema en particular lo siguiente: costo inicial, bajo costo de operación (especialmente a carga parcial) y el mantenimiento.

Este proyecto contempla la instalación de un chiller (enfriador de agua) tipo tornillo refrigerado por aire de 882.6 kW (252 Toneladas de refrigeración), el cual posee dos bombas en su circuito de bombeo. Ambas bombas son de la misma capacidad ya que trabajarán alternadamente, una de las bombas servirá como respaldo de la otra ante alguna falla. La particularidad del sistema propuesto es el uso de un chiller (enfriador de agua) tipo tornillo con flujo de refrigerante variable. De tal manera que se llega a cumplir con los requerimientos de confort para los distintos ambientes el hotel y a la vez se comprueba el ahorro que pueda lograrse en el monto de inversión comparado con los sistemas convencionales que utilizan Chillers (enfriadores de agua) tipo scroll refrigerados por aire.

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Edificios para oficinas:

Los edificios de oficinas generalmente incluyen periféricos e interiores espacios de zona. La zona periférica se extiende de 3 a 3.6 m hacia adentro desde la pared exterior hacia el interior del edificio.

La mayoría de los edificios de oficinas están ocupados desde aproximadamente las 8:00 am a las 6:00 pm; muchos están ocupados por personal desde tan temprano como 5:30 am hasta las 7:00 pm. Algunas operaciones de inquilinos pueden requerir

horarios de trabajo nocturno, generalmente no más allá de las 10:00 pm. La ocupación varía considerablemente. En contabilidad u otras secciones donde se realiza trabajo de oficina, la densidad máxima es aproximadamente una persona por cada 7 m² de la superficie del piso. Donde hay oficinas privadas, la densidad puede ser tan pequeña como una persona por cada 19 m²

El más serio caso, sin embargo, son las salas de espera ocasional, salas de conferencia, o salas de directores donde la ocupación puede ser tan alto como uno persona por 2m².

La carga de iluminación en un edificio de oficinas es una parte importante de la Carga de calor total. Iluminación y cargas eléctricas de equipos normales Promedio de 10 a 50 W / m² pero puede ser considerablemente más alto,

Dependiendo del tipo de iluminación y la cantidad de equipo. Edificios con sistemas informáticos y otros equipos electrónicos pueden tener cargas eléctricas de hasta 50 a 110 W /m². Debe hacerse una evaluación de la cantidad, tamaño y tipo de computadora equipo previsto para la vida del edificio para dimensionar el manejo del aire equipo adecuadamente y proporcionar para una futura instalación de un equipo de aire acondicionado. (ASHRAE, 2007 págs. 4, CAP 3)

1.3.1.1. Estudio del local. Características del local:

Para una estimación realista de las cargas de refrigeración y de calefacción es requisito fundamental el estudio riguroso de las componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado. (Carrier, 2009)

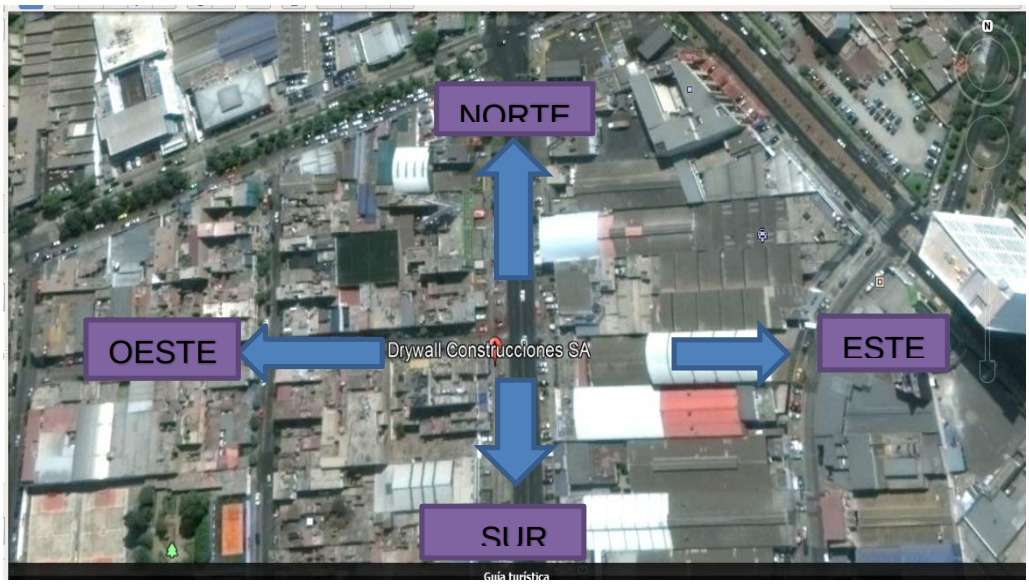
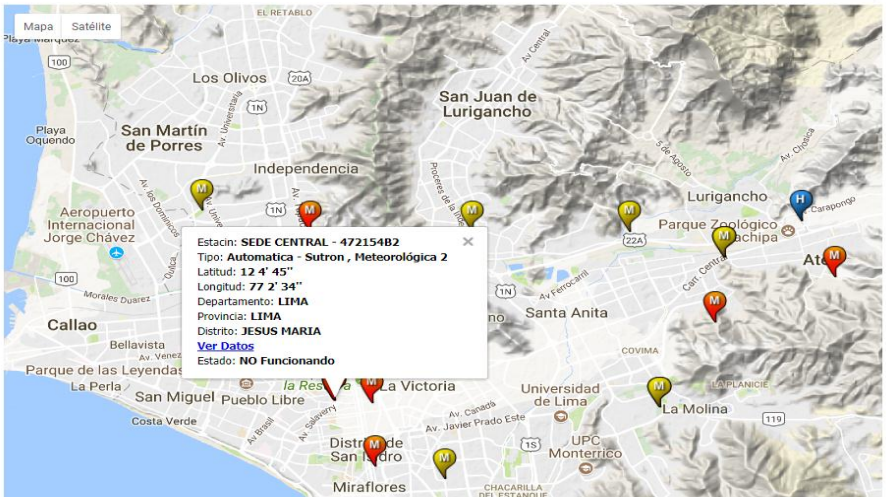


Figura 1-1 Ubicación geográfica del local
Fuente: Google earth pro

Tabla 1 -1 temperatura registrada en la ciudad de lima el día 26 de febrero (senamhi)



a) **Condiciones climáticas exteriores del edifico de la empresa DC construcciones SAC:**

Los datos recopilados se han seleccionado determinando el día y hora más caluroso en el mes de febrero del 2017 según información del SENAMHI (26/02/17) (13h). (Ver anexo A - 1)

- ✓ Ubicación del edificio: surquillo – Lima
- ✓ Humedad relativa: 63.63%
- ✓ Temperatura bulbo seco: 30.1 °C = 86° F
- ✓ Volumen específico: 0.89 m³/kg
- ✓ Velocidad máxima exterior del aire: 1.23 m/s

b) **Condiciones climáticas del interior del edificio:**

Se considerara para la temperatura ambiente interior de diseño los parámetros del anexo A-4.

- ✓ Temperatura bulbo seco ambiente interior: 23 °C (según, anexo A – 4)
- ✓ Humedad relativa ambiente: 50%

1.3.2. Cargas térmicas.

1.3.2.1. Estimación de la carga del recinto

Debe estimarse la carga de un recinto para poder dimensionar correctamente la instalación, potencia de los equipos.

Se debe tomar en cuenta todas las cargas tanto interiores como exteriores, régimen de funcionamiento de las instalaciones y utilización del recinto que debe climatizarse. (Carrier, 2009)

1.3.2.2. Cargas exteriores

Se consideran así por ser todas las cargas registradas que se encuentran fuera del edificio. Ya sea por radiación, convección.

1.3.2.3. Transmisión de calor atraves de estructuras exteriores: Las ganancias de calor por exteriores (muros y techos) se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no sólo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña

sus caras exteriores e interiores, sino también al calor solar absorbido por las exteriores.

$$Q = U \text{ x } A \text{ x } DT \tag{1.1}$$

Donde:

Q = cantidad de calor transferido (watts)

A = superficie interior (m²)

ΔT = Variación de temperatura

U = coeficiente global de transferencia de calor (watts/hr. m². °C)

1.3.2.4. Coeficiente global de transferencia de calor

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{int}}\right)+\sum(\frac{e}{k})+(\frac{1}{h_{ext}})} \tag{1.2}$$

Donde:

hint = coeficiente de convección interior

hext = coeficiente de convección exterior

e = espesor del material

k = conductividad térmica

1.3.2.5. Transmisión superficial del calor interior y exterior

En este caso de instalaciones se dan dos tipos de coeficiente superficial hint (parte interna y hext (parte externa) y se representa atraves de la siguiente ecuación:

$$h = h_r + h_{cv} = W/(m^2 . K) \tag{1.2a}$$

Donde:

h_r = parte radiactiva del coeficiente de superficie

h_{cv} = parte convectiva del coeficiente de superficie

De acuerdo a la guía técnica (I DAE) nos indica que se puede calcular el h interior a partir de la resistencia convectiva en una pared plana como se indica a continuación (instituto para la diversificación y ahorro de energía ((IDAE)) considerando R_{conv} = 0.130

$$R_{conv\ plano} = \frac{1}{hconv}$$

Despejando esta fórmula nos queda de la siguiente manera

$$h_{conv} = \frac{1}{R_{conv\ plano}} \qquad h_{conv} = \frac{1}{0.130} = 7.69 \qquad (1.2b)$$

1.3.2.6. Parte radiactiva del coeficiente de superficie (hr)

Es el coeficiente debido a la radiación (hr) depende de la temperatura del acabado exterior del material y su emisividad.

Para hallar el coeficiente hr utilizamos la siguiente ecuación:

$$h_r = a_r x c_r \quad W/(m^2.k) \qquad (1.3)$$

Donde

$\boldsymbol{a_r}$ = factor temperatura

$\boldsymbol{c_r}$= coeficiente de radiación

1.3.2.7. El factor de temperatura está dado por:

Las diferencias de temperatura como se muestra en la siguiente ecuación:

$$a_t = \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \qquad (1.4)$$

Donde:

a_t = factor de temperatura

(T1 – T2) = diferencia de temperatura dado en grados °k

1.3.2.8. Coeficiente de radiación (Cr)

Este coeficiente se muestra en la siguiente ecuación:

$$C_r = \varepsilon \times \sigma \qquad (1.5)$$

Donde:

ε = emisividad del material

σ = valor dado 5.67 x $\mathbf{10^{-8}}$ w/m² °K (coeficiente de Stefan Bolzman)

1.3.2.9. Coeficiente superficial debido a convección $(\boldsymbol{h_{cv}})$

Este factor es dependiente debido a la velocidad del aire, orientación de la superficie, tipo de material diferencia de temperatura etc. La cual está representado por la siguiente ecuación:

Nos dice que si la velocidad del aire es menor que 8 entonces es laminar:

Es flujo laminar: (v. H ≤ 8 m²/s)

Se representa de la siguiente manera

$$\boldsymbol{h_{cv}} = 3.96\sqrt{\frac{v}{H}} = W/(m^2.°K) \qquad (1.6)$$

Donde:

V = velocidad del viento (m/s)

H = altura de la pared

Es flujo turbulento: cuando la velocidad del viento multiplicada por la altura de la pared, piso o techo es mayor a 8 se vuelve turbulento. (v.H≥8 m²/s)

$$\boldsymbol{h_{cv}} = 5.76\sqrt{\frac{\boldsymbol{v}}{\boldsymbol{H}}} = W/(m^2.°K) \quad (1.7)$$

1.3.2.10. Ganancias interiores de calor

Según Carrier, manifiesta que se denominan ganancias interiores las cantidades de calor latente y sensible que se producen en el interior de los locales acondicionados, emitidas por los ocupantes, el alumbrado, aparatos diversos, motores, tuberías, etc. de tal forma que determina las ganancias instantáneas procedentes de estas fuentes diversas. (Carrier, 2009)

1.3.2.11. Ganancia de calor por Ocupantes

Según Carrier 2009 En el cuerpo humano se producen unas transformaciones exotérmicas cuya intensidad es variable según el individuo y la actividad desarrollada. La temperatura interior más favorable es de 37°C
El cuerpo humano es capaz de mantener esta temperatura dentro de variaciones bastante amplias de la temperatura ambiente,

Calor sensible: el calor sensible para ocupantes se representa de la siguiente manera

$$Q_s = q_s \; x \; n \quad (1.8)$$

Donde:

Q_s = ganancias de calor sensible

q_s = ganancias de calor sensible por persona

n = número de personas

FCE = factor de carga de enfriamiento para las personas. (Pita, 2009)

En la tabla 1-2 nos dice que el calor sensible para un empleado de oficina es de 71 a una temperatura promedio a los 23°C

Calor latente: se define de la siguiente la manera con la ecuación

$$Q_l = q_l \text{ x } n \tag{1.9}$$

Donde:

Q_l= ganancias de calor latente

q_l = ganancias de calor latente por persona

n = número de personas

En la tabla 1-2 nos dice que el calor latente para un empleado de oficina es de 60 respectivamente a una temperatura promedio a los 23°C

Tabla 1 -2 ganancia de calor debido a los ocupantes

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (W)	Metabolismo medio (W)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		27		26		24		21	
				W		W		W		W		W	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	14
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	161											
Sentado, de pie	Farmacia	161	146	52	94	58	88	64	82	74	72	85	61
De pie, marcha lenta	Banco	161											
Sentado	Restaurante	146	161	56	106	64	97	71	90	82	79	94	67
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	234	219	56	164	64	155	72	147	86	133	107	113
Baile o danza	Sala de baile	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	135	158
Trabajo penoso	Pista de bowling Fábrica	438	423	131	292	136	288	142	282	153	270	176	247

Fuente: manual de aire acondicionado (Carrier, 2009)

1.3.2.12. Alumbrado

(Carrier, 2009) Nos dice El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción.

Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean.

Las lámparas de incandescencia transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras que el resto se transforma en calor que se disipa por radiación, Convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y sólo el 10% restante por convección y conducción. El calor aportado es igual a la potencia eléctrica de la lámpara.

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección .Como debe tenerse en cuenta la cantidad de calor liberado por la reactancia, la potencia térmica adjudicada a cada punto de luz será igual a la eléctrica multiplicada por 1,20

$$Q = 3.4 \text{ x } W \text{ x } FB \text{ x } FCE \qquad (1.10)$$

Donde

Q = ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h

3.4 = es para convertir watts a BTU/h

W = capacidad del alumbrado, watts

FB = factor de balastro 1.25

FCE = factor de carga de enfriamiento para el alumbrado 1.0 (Pita, 2009)

1.3.2.13. Aparatos y utensilios diversos

Según (Carrier, 2009) La mayor parte de los aparatos son, a la vez, fuente de calor sensible y latente. Los aparatos eléctricos sólo emiten calor latente en función de su utilización (Cocción, secado, etc.) Mientras que, a causa de la combustión, los aparatos de gas producen calor latente suplementario. En la mayoría de los casos se Produce una disminución importante de ganancias, tanto sensibles como latentes, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y bien concebidas.

Atraves de la tabla 1-3 nos indica el consumo en watt de equipos eléctricos

Tabla 1 -3 consumo de aparatos eléctricos

Artefacto eléctrico que utiliza normalmente	Potencia		Cantidad de Focos Equivalentes
	(Watts)	(kilowatts)	
Horno Microondas	1 200	1,20	12
Fotocopiadora comercial	900	0,90	9
Cafetera	600	0,60	6
Computadora (CPU y monitor)	200	0,20	2
Televisor de 21 pulgadas color	200	0.20	2
TV de 21 pulgadas color		0,20	2
DVD (Video Digital)	200	0,20	2
Escáner (Digitalizador)	150	0,15	1 1/2
Fax	150	0,15	1 1/2
Impresora	150	0,15	1 1/2
Equipo de sonido (estéreo)	120	0,12	1 1/5

Fuente: ministerio de energía y minas (minem)

1.3.2.14. Carga transmitida por infiltración y ventilación de aire exterior:

Se determina atraves de la siguiente ecuación**:**

$$Q_{si} = V.\ \rho\ .\ C_{e,aire}\ .\ \Delta T \qquad (1.11)$$

Donde:

Qsi es la carga térmica por infiltración y ventilación de aire exterior (W);

V es el caudal de aire infiltrado y de ventilación (m^3/s);

ρ es la densidad del aire, de valor 1,18 kg/m^3;

Ce, aire es el calor específico del aire, de valor 1012 J/kg ºC;

ΔT es la diferencia de temperaturas entre el ambiente exterior e interior. (INGEMECANICA)

1.3.2.15. Carga latente por infiltración y ventilación de aire exterior

La carga latente transmitida por infiltraciones y ventilación de aire exterior (Qli) se determina mediante la siguiente ecuación: (INGEMECANICA)

$$Q_{Li} = V \cdot \rho \cdot C_{L,agua} \cdot \Delta w \qquad (1.12)$$

Donde,

Qli es la carga térmica latente por ventilación de aire exterior (W)

ρ es la densidad del aire, de valor 1,18 kg/m^3;

Cl,agua : es el calor específico del agua, de valor 2257 kJ/kg;

Δw es la diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior e interior.

V es el caudal de aire infiltrado y ventilación (m^3/s);

1.3.2.16. Para obtener el caudal mínimo nos regimos de la siguiente ecuación:

Con esta ecuación encontraremos el caudal que necesitamos para hallar la carga latente y sensible por infiltración y ventilación de aire exterior.

$$Q = V \cdot N \ (m^3/h) \qquad (1.13)$$

Donde:

Q = caudal mínimo de ventilación

V = volumen del establecimiento m^3

N = número de renovaciones por m^3/h (INGEMECANICA)

El número de renovaciones lo vemos expresado en la tabla (1-4)

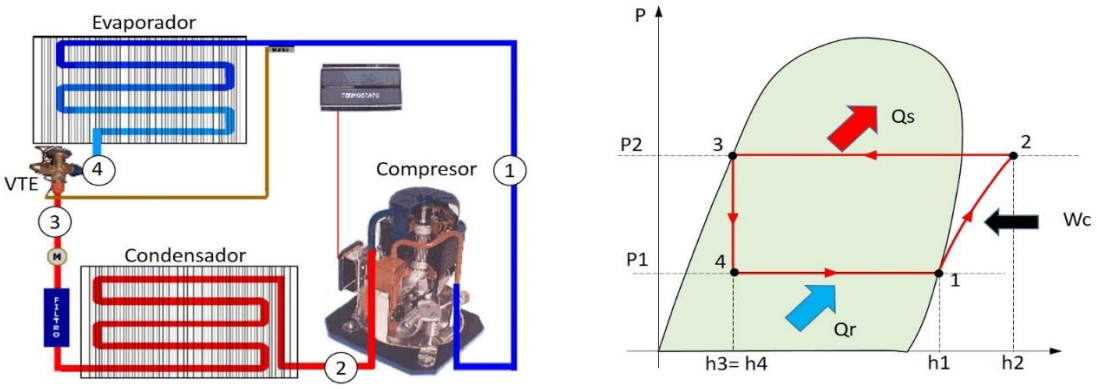
Tabla 1 -4 número de renovaciones por establecimiento

Tipo de Local		**Nº. Renovaciones de aire por hora**
WC, inodoros	Privados	4-5
	Públicos	8-15
Aseos y baños		5-7
Duchas		15-25
Bibliotecas		4-5
Oficinas		4-8

Fuente: (INGEMECANICA)

1.3.3. Ciclo de refrigeración y selección del refrigerante

Figura 1-2 ciclo de refrigeración



Fuente: (termodinamica)

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor.

Se compone de cuatro procesos.

1-2 Compresión adiabática isoentrópica en el compresor.

2-3 Rechazo de calor a presión constante en el condensador.

3-4 Estrangulamiento isoentálpico en la válvula termostática de expansión.

4-1 Absorción de calor a presión constante en el evaporador (efecto Refrigerante).

1.3.3.1. COP: coeficiente de eficiencia energética

Es la relación del calor o energía de entrada (refrigeración), entre el trabajo o energía de entrada requerida para producir la refrigeración. (HVAC&R)

La fórmula para hallar el COP es la siguiente:

$$QA = h2 - h3 = kJ/kg \quad (1.14)$$

$$QB = h1 - h4 = kJ/kg \quad (1.15)$$

$$QC = h2 - h1 = kJ/kg \quad (1.16)$$

$$COP = WB/Wc$$

1.3.3.2. Flujo másico del Refrigerantes

En el ciclo de refrigeración de un equipo de aire acondicionado, circulan gases refrigerantes que sirven para reducir o mantener la temperatura de un ambiente por debajo de la temperatura del entorno (para ello se debe extraer calor del espacio y transferirlo a otro cuerpo cuya temperatura sea inferior a la del espacio refrigerado. Para hallar el flujo másico del refrigerante utilizamos la siguiente formula:

$$\dot{m} = \frac{carga\dot{}termica\ total}{(h_1 - h_4)}(kg/s) \quad \text{(Stoecker, 1978)} \quad (1.17)$$

Donde:

$\dot{m}$ = flujo másico del refrigerante

Q = Carga térmica total

$(h_1 - h_4)$ = diferencia de temperatura en el evaporador

1.3.3.3. El refrigerante R22

Fue hasta hace poco el más utilizado en el sector del aire acondicionado en instalaciones de tipo industrial y doméstica.

Este refrigerante R-22 ha sido sustituido por el R407C y por el R410A, los sustitutos cumplen ciertas características:

- No dañan la capa de ozono
- Tienen bajo efecto invernadero
- No son tóxicos ni inflamables
- Son estables en condiciones normales de presión y temperatura
- Son eficientes energéticamente.

1.3.3.4. Gases refrigerantes que se usan actualmente:

R-410A Es un refrigerante libre de cloro y por lo tanto no produce ningún daño a la capa de ozono. Tiene un elevado rendimiento energético, es una mezcla única y por lo tanto facilita ahorros en los mantenimientos futuros. No es tóxico ni inflamable y es reciclable y reutilizable.

1.3.4. Potencia del Compresor

Según (Carrier, 2009) los compresores son máquinas destinadas a elevar la presión de un gas. Durante este proceso se consume energía, además del aumento de presión se produce un aumento de temperatura.

Para hallar la potencia teórica del compresor se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_t = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \text{ KW} \tag{1.15}$$

Donde:

$\boldsymbol{P_t} =$ Potencia teórica del compresor.

$\boldsymbol{\dot{m}} =$ Flujo másico del refrigerante.

$\boldsymbol{h_2} - \boldsymbol{h_1} =$ Compresión adiabática isoentrópica en el compresor.

1.3.4.1. Dimensionamiento del diámetro de las tuberías

Para realizar un correcto diseño de dimensionamiento de tubería debemos de tener en cuenta las caídas de presión,

Las líneas deberán ser instaladas de tal forma que no obstruyan el acceso al servicio del serpentín de la unidad interior, manejadora de aire o filtros. Se tienen que instalar las líneas con la menor cantidad de dobleces que sea posible. Se deberán tomar precauciones para aislar las líneas de refrigerante de modo que la transmisión de ruido del equipo a la estructura sea mínima

1.3.4.2. Calculo del flujo volumétrico (v) del refrigerante R410A

El caudal volumétrico o tasa de flujo de fluidos es el volumen de fluido que pasa por una superficie dada en un tiempo determinado Para hallar el caudal del refrigerante se utilizara la siguiente ecuación:

$$\dot{\mathbf{V}} = \dot{\mathbf{m}}\mathbf{x}\dot{\mathbf{v}}_{\mathbf{esp}} \tag{1.16}$$

Donde:

$\dot{V}$ = flujo volumétrico

$\dot{m}$ = Flujo másico del refrigerante

v_{esp}= volumen especifico (h1)

1.3.4.3. Sección de la tubería

Se representa de la siguiente manera:

$$\mathrm{A} = \dot{\mathrm{V}}/\mathrm{v} \tag{1.17}$$

Donde:

A = área sección

$\dot{V}$ = Flujo volumétrico

v = velocidad

Calculo de diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión y de líquido respectivamente. Se toma como dato la velocidad del refrigerante para succión 5.08 m/s y para líquido 15.24 m/s respectivamente (HVAC&R)

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{4\,(A)}{\pi}} \tag{1.18}$$

Donde:

D = diámetro

C = velocidad del flujo

$\dot{V}$ = flujo másico

Tabla 1 -5 propiedades termodinámicas del refrigerante R410A

	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m³)		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
TEMP. (ºC)	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	1.124	1.121	1339.59	4.54	136.46	406.37	0.8104	2.0201
-45	1.428	1.424	1323.93	5.67	143.01	409.29	0.8393	2.0066
-40	1.793	1.788	1308.01	7.02	149.62	412.14	0.8679	1.9941
-35	2.228	2.222	1291.79	8.62	156.31	414.92	0.8961	1.9823
-30	2.740	2.732	1275.24	10.48	163.07	417.62	0.9240	1.9712
-25	3.340	3.330	1258.34	12.65	169.91	420.23	0.9517	1.9607
-20	4.036	4.023	1241.03	15.15	176.83	422.74	0.9791	1.9508
-15	4.838	4.821	1223.28	18.04	183.83	425.13	1.0062	1.9413
-10	5.757	5.735	1205.04	21.35	190.92	427.40	1.0331	1.9321
-5	6.802	6.774	1186.27	25.13	198.11	429.52	1.0599	1.9233
0	7.984	7.950	1166.89	29.44	205.41	431.50	1.0864	1.9146
5	9.315	9.274	1146.86	34.34	212.81	433.31	1.1129	1.9061
10	10.805	10.756	1126.10	39.91	220.34	434.94	1.1392	1.8977
15	12.467	12.408	1104.53	46.22	228.00	436.38	1.1655	1.8892
20	14.312	14.241	1182.05	53.38	235.80	437.59	1.1918	1.8807
25	16.351	16.269	1158.55	61.50	243.77	438.56	1.2181	1.8720
30	18.598	18.502	1133.91	70.71	251.91	439.27	1.2445	1.8631
35	21.063	20.954	1107.95	81.18	260.26	439.68	1.2710	1.8538
40	23.760	23.636	980.48	93.12	268.84	439.76	1.2977	1.8442
45	26.701	26.563	951.26	106.79	277.69	439.46	1.3248	1.8339
50	29.899	29.745	919.95	122.55	286.87	438.72	1.3524	1.8229

1.3.5. Selección de equipos de climatización:

En el mercado existen diversos tipos de equipos de climatización:

1.3.5.1. Sistema de aire tipo Split:

Son equipos de descarga directa llamados también descentralizados.

Hay diferentes tipos de unidades evaporadoras con diferente tipo de instalación, su rango de capacidad oscilan entre los 7000 y 24000 btu.

Entre sus ventajas y desventajas tenemos:

Ventajas:

Su instalación es sencilla

Bajo nivel de ruido

Su consumo de energía es menor a otros equipos

Desventajas:

Al momento de su instalación se debe tomar en cuenta el ruido y el aire caliente de la unidad condensadora. (Contreras, 2011)

1.3.5.2. Sistema central separado:

Son equipos de descarga indirecta, toda vez que su distribución es atraves de ductos a los espacios requeridos mediante difusores.

Ventajas:

Unidades silenciosas.

Se logra refrigerar varios espacios al mismo tiempo.

Estético en interiores.

Desventajas:

La temperatura de varios espacios es controlada por un solo termostato.

Alto costo de instalación. (Contreras, 2011)

1.3.5.3. Sistema tipo paquete:

Son de tipo central, el aire se distribuye atraves de ductos.

Normalmente es utilizado en edificaciones de gran tamaño, su instalación se hace en el exterior (losas, techos).

Las unidades varían de acuerdo a su capacidad los más usados son los de 3.0 TR a 30 TR.

Tienen bajo nivel sonoro (Contreras, 2011)

1.3.6. Calculo del conductor eléctrico para los equipos de aire acondicionado

Un conductor es un material a través del cual los electrones fluyen fácilmente y permite el paso de la corriente eléctrica. El cobre, por ser un material de bajo costo comparado con el oro y la plata, muy dúctil y fácil de maniobrar, es el más empleado en la fabricación de diferentes tipos de conductores y cables eléctricos.

Para realizar la selección del conductor eléctrico es necesario tener los datos técnicos de la unidad de aire acondicionado que se va a utilizar.

1.3.6.3. Calculo de la corriente nominal

Para el cálculo de la corriente nominal utilizaremos la siguiente ecuación:

$$\mathrm{In_{COND}} = \frac{\mathrm{P_e}}{\sqrt{3}*\mathrm{UV}*\mathrm{COS\emptyset}*\mathrm{n}} \tag{1.19}$$

Donde:

In_{COND} = corriente nominal en el condensador

$\mathrm{P_e}$ = potencia del compresor

UV = voltaje

$\mathrm{COS\emptyset}$ = factor de seguridad

n = eficiencia

$$\mathrm{In_{EVAP}} = \frac{\mathrm{P_e}}{\mathrm{UV}*\mathrm{COS\emptyset}*\mathrm{n}} \tag{1.20}$$

Donde:

In_{EVAP} = corriente nominal en el evaporador

$\mathrm{P_e}$ = potencia del motor ventilador

UV = voltaje

$\mathrm{COS\emptyset}$ = factor de seguridad

n = eficiencia del motor

1.3.6.4. Corriente de diseño

Para hallar la corriente de diseño utilizamos la siguiente formula:

$$ID_{COND} = 1.25 * In_{COND} \quad (1.21)$$

Donde:

ID_{COND} = corriente de diseño

1.25 = factor según código de electricidad

In_{COND} = corriente nominal

1.3.6.5. Corrección de conductores por agrupación Kn

Según código nacional de electricidad nos dice que cuando se tiene más de 3 conductores en una misma canalización se requiere agregar el factor de corrección por agrupación

K_n =factor de corrección por agrupación

Tabla 1 -6 Corrección de conductores por agrupación Kn

Cantidad de conductores	Factor K_n
4 a 6	0.8

1.3.6.6. Factor de corrección por temperatura K_{TP}

El factor de temperatura se aplica cuando la temperatura es mayor de los 30 C

Temperatura de ambiente (C)	K_{TP} para temperatura máxima de operación del conductor	
	TW 60 C	THW 75 C
31 a 40	0.82	0.88

1.3.6.7. Selección de conductores eléctricos

El conductor seleccionado en base a los cálculos anteriores y de acuerdo a las normas estandarizadas del CNE del PERU y considerando la siguiente tabla seleccionamos el conductor.

Tabla 1-7 selección de conductor

Sección AWG	Sección mm^2	Corriente (Amperios)
20	0.5	3
18	1	7
16	1,5	10
14	2,5	15
12	4	20
10	6	30
8	10	40
6	16	55
4	25	70

1.4. Formulación del problema

¿Cuáles son las características técnicas de un sistema de climatización para las dos oficinas de la empresa DC CONSTRUCCIONES SAC?

1.5. Justificación

Relevancia tecnológica.- La relevancia tecnológica del presente proyecto tiene su justificación en que será implementado utilizando y considerando aspectos relacionados al ahorro de energía y cuidado del medio ambiente, en los que se aplicará las medidas necesarias para evitar la contaminación del ambiente; esto se reflejará al momento de seleccionar los refrigerantes debido a que se utilizarán elementos ecológicos para evitar la contaminación de la atmosfera.

Los mismos aspectos se considerarán para la elección de equipos altamente ecológicos. Debe considerarse que la tendencia a la instalación de aire acondicionado de estas características incrementará su demanda, permitiéndonos

a futuro desarrollar nuevas tecnologías, mucho más eficientes, desde el punto energético.

Relevancia Técnica.- Al elaborar este estudio de investigación, nos permitirá mostrar los diferentes sistemas que pueden ser ventajosos para la climatización del edificio, tomando en cuenta las variantes relacionadas al consumo de energía y protección del medio ambiente. Asimismo al analizar el lugar donde se instalaran los equipos de aire acondicionado obtendremos los valores de control que necesitamos para elegir el equipo de aire con el fin de obtener mayor eficiencia y que a su vez sea de fácil mantenimiento como por ejemplo:

- Tratamientos especiales para la protección de los equipos de aire acondicionado
- Extensión de la vida útil del equipo.
- Utilización de refrigerantes que no dañen la capa de ozono.

Relevancia Social.- El desarrollo de este proyecto beneficiara a los empleados de la empresa en mención el cual se verá reflejado en un mejor desempeño laboral. Y creara un clima adecuado y confortable en la empresa para beneficio de la misma en el desarrollo de sus actividades brindando un mejor servicio para los clientes y generar el incremento de la producción.

1.6. Hipótesis

Analizando las cargas térmicas en las dos oficinas de la empresa DC construcciones SAC se puede diseñar y seleccionar su sistema de climatización para mantener temperaturas de confort.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de climatización que permita mantener temperaturas de confort en las dos oficinas comerciales de la empresa DC CONSTRUCCIONES S.A.C. en la ciudad de Lima.

1.7.2. Objetivos específicos

1 Evaluar las condiciones climáticas internas y externas del edificio a implementar.

2 Determinar el balance de cargas térmicas.

3 Determinar el tipo y flujo de refrigerante a utilizar en el sistema de refrigeración.

4 Calcular la potencia del compresor, Calculo del diámetro de tuberías

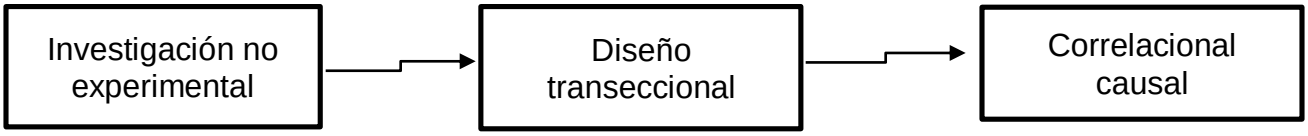
5 Selección de las unidades de climatización y otros equipos mecánicos a utilizar en las nuevas instalaciones de la empresa DC CONSTRUCCIONES SAC.

6 Calculo y selección del conductor eléctrico

II. Método

2.1. Diseño de investigación

El presente trabajo tiene un diseño no experimental, descriptivo y correlacional.



2.2. Variables, operacionalización

2.2.1. Variable independiente:

Número de personas.

Área de oficinas.

Temperatura deseada.

2.2.2. Variable dependiente:

Características técnicas de la unidad de climatización

Potencia Compresor

Tipo de Refrigerante

2.2.3. Operacionalización de variables

En la tabla 2.1 se especifican la operacionalización de variables que descomponen las variables que componen el problema de investigación, en la cual se inicia con la definición conceptual, y operacional.

En la tabla 2.2 se presenta la operacionalización de variables dependiente la cual se ve afectada por la acción de la variable independiente. En la que se describe la definición conceptual y operacional medida por indicadores, terminando en la escala de medición.

Tabla 2 -1 operacionalización de variables independientes

variable independiente	**definición conceptual**	**definición operacional**	**indicadores**	**escala de medición**
número de personas	cantidad de personas presentes en un espacio físico delimitado	cantidad de personas que trabajan en las oficinas de la empresa DC construcciones SAC	Und	ordinal
Área de oficinas	divisiones, ambientes, utilizados para una determinada labor o función	ambientes utilizados en la distribución de oficinas de la empresa DC construcciones SAC	Und	ordinal
temperatura	es aquella propiedad física que permite conocer las temperaturas de cuanto frio o calor presenta el cuerpo de una persona, objeto o una lugar determinado	obtener y mantener la temperatura deseada para el confort del personal de la empresa DC construcciones SAC	°C	razón

Tabla 2 -2 operacionalización de variables dependientes

variable dependiente	**definición conceptual**	**definición operacional**	**indicadores**	**escala de medición**
características técnicas de la unidad de climatización	sistema de climatización conjunto de dispositivos interconectados entre si que brindan distintos niveles de temperatura	equipos seleccionado para el sistema de climatización de las oficinas de la empresa DC construcciones SAC	und	Razón
Potencia compresor	maquina cuyo trabajo consiste en incrementar la presión de un fluido	cumple un ciclo frigorífico de compresión para producir aire frio	kw	Razón
Tipo refrigerante	es una sustancia que actúa como agente de enfriamiento con propiedades especiales de punto de evaporación y condensación	el R410A es el refrigerante utilizado por ser un producto cero contaminación a la capa de ozono y de mejor calidad por sus características físicas	HFC	Razón

2.3. Población

Oficinas de la empresa DC construcciones SAC en la ciudad de Lima.

2.3.1. Muestra

Sala de espera y sala de reuniones de la empresa DC construcciones SAC.

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

- Para el presente proyecto se han realizado diferentes técnicas e instrumentos.
- Verificación de los planos del edificio.
- Recopilación de datos climatológicos de la localidad donde se encuentra ubicado el edificio, en este caso la cuidad de Lima.
- Normas y condiciones a tener en cuenta al momento de realizar los cálculos de cargas térmicas y transferencia de calor.
- Toda la recopilación de datos se da fe que han sido tomados de diferentes libros, manuales y normas al momento de elaborar el proyecto.

Validación y confiabilidad del instrumento

Para la validez del contenido del instrumento se entrevistara a tres expertos en el área ingeniería mecánica.

2.5. Método de análisis de datos

En la presente investigación se usará diferentes métodos de análisis de datos, tomados de los diferentes libros y manuales utilizados en la presente investigación.

2.6. Aspectos éticos

Se da fe que todas las fuentes consignadas en esta investigación fueron debidamente referenciadas, así mismo que los datos tomados en el presente proyecto fueron seleccionados de diversos libros, manuales y normas utilizadas para la realización del presente proyecto. Cumpliendo fielmente con los estatutos y reservaciones de los diversos autores.

III. Resultados

3.1. Descripción general del recinto

3.1.1. Condiciones del diseño de climatización

Las oficinas de la empresa DC construcciones SAC están diseñadas Para realizar diversas actividades de trabajo. Para el presente proyecto se está considerando la temperatura de diseño interior 23°C con una humedad relativa de 50% estos datos son tomados de la tabla A-4. Su diseño de construcción es de material noble, quiere decir paredes de ladrillo con un espesor de 15 cm el techo es de concreto armado y tiene un espesor de 30cm.

3.1.2. Ubicación y localización geográfica

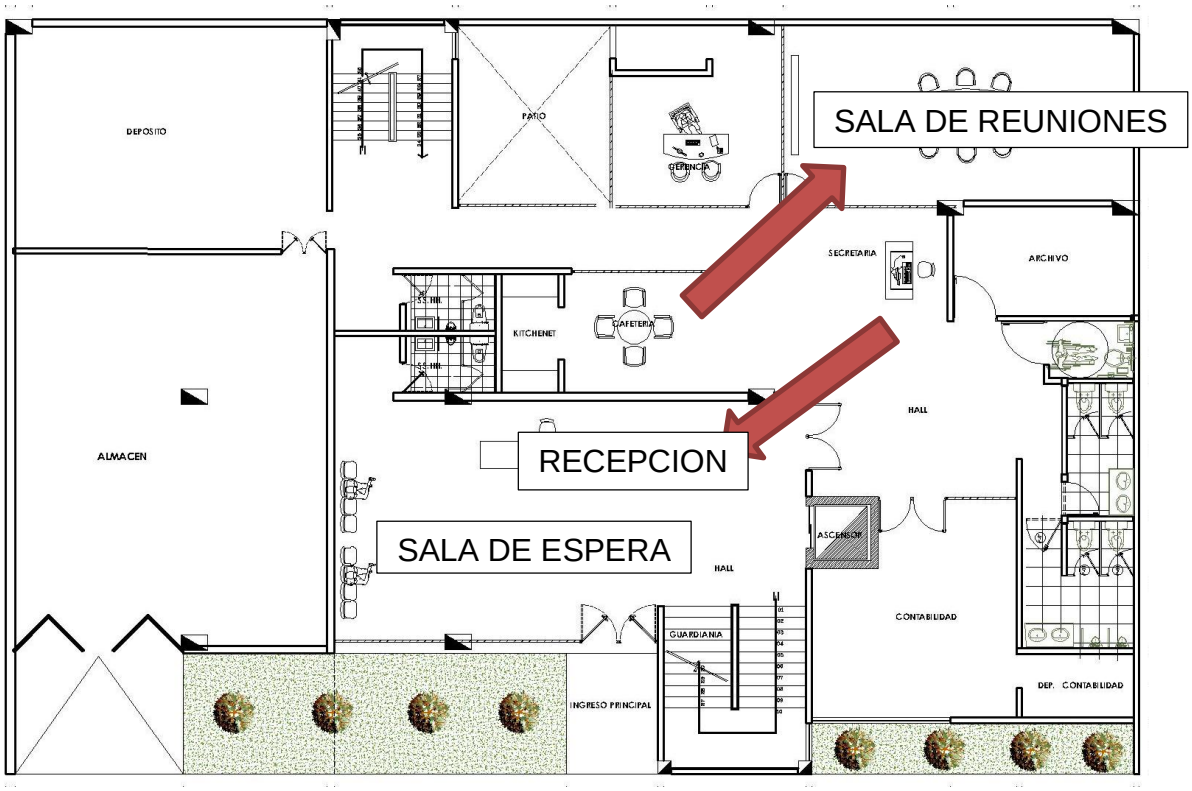
- ✓ Ubicación: surquillo – Lima – Perú
- ✓ Latitud: 12.04 °
- ✓ Longitud: 77.02 °
- ✓ Altura: 123 m.s.n.m

3.1.3. Parámetros climáticos en el exterior del edificio

Estos parámetros han sido tomados de la información proporcionada por senamhi de la estación meteorológica de Jesús María en la ciudad de lima en la cual obtuvimos Los siguientes datos véase en el anexo A-2

- ✓ Humedad relativa: 63.63%
- ✓ Temperatura bulbo seco: 30.1 °C = 86° F
- ✓ Volumen específico: 0.89 m^3/kg
- ✓ Velocidad máxima exterior del aire: 1.23 m/s

PISO 1



3.1.4. Tipo de luminarias

Luminarias tipo rejilla 4 x 18 watts (distribuido en los ambientes de las oficinas de la empresa DC construcciones SAC).

3.1.5. Cantidad de ocupantes

La cantidad de ocupantes será de 50 personas promedio en movimiento constante.

3.2. Calculo de cargas térmicas

3.2.1. Calculo de cargas térmicas en la sala de espera y recepción

3.2.1.1. Cálculo del área del ambiente sala de espera y recepción

Para empezar nuestro cálculo de áreas hemos tomado las medidas de las paredes techo y piso del ambiente el cual se ve reflejado en la tabla (3-1) que a continuación presentamos.

Tabla 3-1 sala de espera y recepción

	Superficies para el análisis de transferencia de calor		
Ubicación	Medidas	Área	Espesor
Pared N	(8.54 x 5.80)	49.53 m²	0.15m
Pared S	(12.49 x 5.80)	72.44 m²	0.15m
Pared W	(8.40 x 5.80)	48.72 m²	0.15m
Pared E	(5.33 x 5.80)	30.91 m²	0.15m
Techo	(10 x 8.0)	80 m²	0.30m
Piso	(10 x 8.0)	80 m²	0.20m
Volumen del área = 618m³			

3.2.1.2. Calculo de diferencia de temperatura

Para el cálculo de diferencia de temperatura se está tomando como temperatura de diseño y como temperatura exterior 30.1°C datos proporcionados por el senamhi en el cual registro la temperatura máxima en la ciudad de lima.

La temperatura en el interior se toma del anexo A-6.

Diferencia de temperatura

Temperatura exterior	Temperatura interior
30.1°C	23°C
Diferencia de temperatura = 7.1°C	

3.2.1.3. Calculo de cargas térmicas por paredes, techo y piso en sala de espera y recepción.

a. Calculando el coeficiente de superficie (hr) para techo

Para empezar a desarrollar el cálculo para el techo primero debemos de conocer los siguientes datos :

T1 = (23+273.15) = 296.15.°K (temperatura de diseño)

T2 = (30+273.15) = 303.15°K (temperatura exterior)

σ = 5.67×10^{-8} (coeficiente de Stefan Bolzman)

ε = 0.93 emisividad del material según anexo A-3

v = velocidad del viento = 2.56m/s según anexo A-2

H = altura de techo = 8 mts

conociendo los datos que se necesita para calcular el coeficiente de superficie (hr) empezamos utilizando la ecuación (1.3) y decimos que :

$$\boldsymbol{h_r = a_t x c_r} \quad \text{w/(m}^2\text{.k)}$$

de la ecuación (1.5) decimos que el coeficiente de radiación se calcula conociendo ε = que es la emisividad del material (ladrillo, mortero y yeso) y σ= que es el coeficiente de Stefan bolzman es **:**

$$C_r = 0.93 \text{ x } 5.67\times10^{-8}$$

$$C_r = 5.2731\times10^{-8} \quad \text{w/m}^2\ °\text{k}$$

De la ecuación (1.4) decimos que el factor de temperatura se da por la diferencia de temperatura de diseño y la temperatura exterior el cual es **:**

$$\mathrm{a_t} = \frac{296.5^4 - 303.15^4}{296.15 - 303.15}$$

$$\mathrm{a_t} = 107637123.7\ k^3$$

Conociendo los valores de coeficiente de radiación (C_r) y el factor de temperatura ($\mathrm{a_t}$) podemos encontrar el coeficiente de superficie atraves de la ecuación 1.3) :

$$\mathrm{h_r} = 107637123.7\text{x}5.2731\text{x } 10^{-8} \quad \text{w/(m}^2\text{.k)}$$

$$h_r = 5.67 \text{ w/m}^2 \text{ °k}$$

Una vez hallado el coeficiente debido a radiación, empezamos a calcular el coeficiente debido a convección aquí tenemos una condición que nos dice si la velocidad del viento es mayor que 8 el flujo es turbulento y si es menor que 8 es laminar y lo calculamos de la siguiente manera:

V = velocidad del viento H = altura del ambiente (techo)

V x H

2.56 * 8 = 20.49 m²/s

Después de realizar el cálculo nos dice que es turbulento entonces utilizamos la ecuación (1.7) que dice

$$h_{cv} = 5.76 \ 5\sqrt{\frac{2.56^4}{8}}$$

$$h_{cv} = 8.06 \text{ w/m}^2\text{. °k}$$

Una vez obtenido los coeficientes por radiación (hr) y por convección (h_{cv}) hacemos la suma y obtemos el (h2) global y se representa de la siguiente manera graficado en la ecuación (1.2a)

H= hr + hcv

H = 5.67 + 8.06

Hext = 13.73 w/m². k

Después de hallar el hext, procedemos a encontrar en hint tomando en cuenta los datos proporcionados por el instituto para la diversificación y ahorro de energía ((IDAE)) atraves de la siguiente ecuación (1.2b) teniendo como dato el R_{conv} = 0.130

$$R_{conv\ plano} = \frac{1}{hconv} = h_{conv} = \frac{1}{R_{conv\ plano}} = h_{conv} = \frac{1}{0.130} = 7.69 \qquad (1.2b)$$

b. Coeficiente global de transferencia de calor (U) en techo

Una vez conocido el coeficiente global (hext), la conductividad térmica del material, y el espesor del techo y además de encontrar el hint del recinto podremos hallar el coeficiente global de transferencia de calor atraves de la siguiente ecuación (1.2):

K = 0.8 (conductividad térmica del material) véase en anexo (A-4)

e = 0.30 m (espesor del material) dato del recinto (tabla 3.1)

h = 13.73 w/m². °k

hint = 7.7 w/m². °k

$$\mathbf{U} = \frac{\mathbf{1}}{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{7.7}} + \sum(\frac{\mathbf{0.30}}{\mathbf{0.8}}) + (\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{13.73}})}$$

El coeficiente global para techo fue:

$U = 1.73$ w/m². °C

c. Calculando el coeficiente de superficie (hr) para pared

Para empezar a desarrollar el cálculo para pared primero debemos de conocer los siguientes datos :

T1 = (23+273.15) = 296.15. °k (temperatura de diseño)

T2 = (30+273.15) = 303.15°K temperatura exterior)

σ = 5.67×10^{-8} coeficiente de Stefan Bolzman

ε = 0.93 emisividad del material según anexo A-3

v = velocidad del viento = 2.56m/s según anexo A-2

H = altura de techo = 5.80 mts

conociendo los datos que se necesita para calcular el coeficiente de superficie (hr) empezamos utilizando la ecuación (1.3) y decimos que :

$$h_r = a_r x c_r \quad \text{w/(m}^2\text{.k)}$$

de la ecuación (1.5) decimos que el coeficiente de radiación (Cr) se calcula conociendo ε = que es la emisividad del material (ladrillo, mortero y yeso) y σ= que es el coeficiente de Stefan bolzman es **:**

$$C_r = 0.93 \times 5.67\times10^{-8}$$

$$C_r = 5.2731\times10^{-8} \quad w/m^2\ °k$$

De la ecuación (1.4) decimos que el factor de temperatura se da por la diferencia de temperatura de diseño y la temperatura exterior el cual es **:**

$$a_t = \frac{296.5^4 - 303.15^4}{296.15 - 303.15}$$

$$a_t = 107637123.7\ k^3$$

Conociendo el coeficiente de radiación (Cr) y factor de temperatura (at) decimos que el coeficiente de superficie es: ecuación (1.3)

$$h_r = 107637123.7 x 5.2731 x\ 10^{-8} \quad w/(m^2.k)$$

$$h_r = 5.67\ w/m^2\ °k$$

Una vez hallado el coeficiente debido a radiación, empezamos a calcular el coeficiente debido a convección aquí tenemos una condición que nos dice si el viento es mayor que 8 el flujo es turbulento y si es menor que 8 es laminar y lo calculamos de la siguiente manera:

V x H

$2.56 * 5.80 = 14.84\ m^2/s$

Después de realizar el cálculo nos dice que es turbulento entonces utilizamos la ecuación (1.7) que dice

$$h_{cv} = 5.76 \ \ 5\sqrt{\frac{2.56^4}{5.80}}$$

$$h_{cv} = 8.59 \text{ w/m}^2\text{. °k}$$

Una vez obtenido los coeficientes por radiación (hr) y por convección (h_{cv}) hacemos la suma y obtemos el h2 global y se representa de la siguiente manera utilizando la ecuación (1.2a)

H2= hr + hcv
H2 = 5.67 + 8.59

H2 = 14.26 w/m². k

Después de hallar el hext, procedemos a encontrar en hint tomando en cuenta los datos proporcionados por el instituto para la diversificación y ahorro de energía ((IDAE)) atraves de la siguiente ecuación (1.2b) teniendo como dato el R_{conv} = 0.130

$$R_{conv\ plano} = \frac{1}{hconv} = h_{conv} = \frac{1}{R_{conv\ plano}} = h_{conv} = \frac{1}{0.130} = 7.69 \qquad (1.2b)$$

d. Coeficiente global de transferencia de calor en pared

Una vez conocido el coeficiente global (hext), teniendo el dato de la conductividad del material y el espesor de la pared podemos hallar el coeficiente global de transferencia de calor a través de la siguiente ecuación (1.2)

K = 0.8 (conductividad térmica del material anexo A-4)

e = 0.15 m (espesor del material)

h2 = 14.26 w/m². °K

hint = 7.7 (dato de libro ((IDAE))

$$\mathrm{U} = \frac{1}{\frac{1}{7.7} + \sum(\frac{0.15}{0.8}) + (\frac{1}{14.26})}$$

El coeficiente global para pared fue:

$\mathrm{U} = 2.58$ w/m². °C

procedemos a encontrar en hint tomando en cuenta los datos proporcionados por el instituto para la diversificación y ahorro de energía ((IDAE)) atraves de la siguiente ecuación (1.2b) teniendo como dato el R_{conv} = 0.130

$$R_{conv\ plano} = \frac{1}{hconv} = h_{conv} = \frac{1}{R_{conv\ plano}} = h_{conv} = \frac{1}{0.130} = 7.69 \qquad (1.2b)$$

e. Coeficiente global de transferencia de calor (U) en piso

Conocida, la conductividad del material y el espesor del piso y considerando el (hint) 7.7 según manual IDAE podremos hallar el coeficiente global de transferencia de calor atraves de la siguiente ecuación (1.2):

K = 0.8 (conductividad térmica del material)

e = 0.20 m (espesor del material piso) (tabla 3.1)

Hint = 7.7 (dato de libro ((IDAE))

$$\mathrm{U} = \frac{1}{\frac{1}{7.7} + \sum(\frac{0.20}{0.8})}$$

El coeficiente global para piso fue:

$\mathrm{U} =$ 2.63 w/m². °C

f. Ganancia de calor en techo

Una vez calculado el coeficiente global de transferencia de calor U para el techo procedemos a hallar la carga ganada utilizando la ecuación (1.2) decimos que:

U en techo: 1.73 w/m²°K

A= 80 m² (área del ambiente) véase en tabla 3.1

Δt = 7°C

$$Q_{techo} = 968.8 \text{ Watt}$$

g. Ganancia de calor a través de las paredes

Pared orientación norte

Conociendo el valor de coeficiente de transferencia global U en paredes y conociendo el área del ambiente y la diferencia de temperatura

U = 2.53 w/m². °k

A= $49.53\ m^2$ véase en tabla 3.1

Δt = 7 °C

Según la ecuación: (1.2)

$$Q = 2.53 \times 49.53x\ 7$$

$$\mathrm{Q} = 877.17\ \mathrm{W}$$

Pared orientación sur

Conociendo el coeficiente global U, el área del recinto y la diferencia de temperatura hallamos la ganancia de calor Q :

Según la ecuación (1.1)

$\boldsymbol{U} = \mathbf{2.53}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 72.44\ m^2$

Δt = 7 °C

$$Q = 2.53 \times 72.44 \times (7)$$

$$\mathrm{Q} = 1282.91\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2{°C}}}$$

Pared orientación oeste

Conociendo el coeficiente global U, el área del recinto y la diferencia de temperatura hallamos la ganancia de calor Q :

Según la ecuación (1.1)

$\boldsymbol{U} = \mathbf{2.53}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 48.72\ m^2$

Δt = 7 °C

$$Q = 2.53 \times 48.72 \times (7)$$

$$\mathrm{Q} = 862.83\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2{°C}}}$$

Pared orientación Este

Conociendo el coeficiente global U, el área del recinto y la diferencia de temperatura hallamos la ganancia de calor Q :

Según la ecuación (1.1)

$U = 2.53 \frac{w}{m^2}$

$A = 30.91\ m^2$

Δt = 7 °C

$$Q = 2.53 \times 30.91 \times (7)$$

$$Q = 547.41 \frac{W}{m^2 °C}$$

h. Ganancia de calor atraves de pisos

Habiendo calculado el coeficiente global de transferencia conociendo el area y el hint decimos: Según la ecuación (1.1)

$A = 80\ m^2$

Δt = 7 °C

U = 2.63 w/m²

$$Q = 2.63x80x7$$

$$Q = 1472.8 \frac{W}{m^2 °C}$$

Tabla 3-2 Calculo de ganancias por transmisión

ubicación	**A (m^2)**	$U\ (\frac{W}{m^2.\ °C})$	**DT (°C)**	**Q (W)**
Pared N	49.53 m²	2.58	7.1	877.17
Pared S	72.44 m²	2.58	7.1	1282.91
Pared O	48.72 m²	2.58	7.1	862.83
Pared E	30.91 m²	2.58	7.1	547.41
Techo	80 m²	1.73	7.1	968.8
Piso	80 m²	2.63	7.1	1472.8
			Total	**6011.92**

$$Q_{total} = 6011.92 \text{ w}$$

i. Cálculos ganancia de calor por ocupantes

Según ecuación (1.8) y (1.9) en la cual referimos que n = es el número de personas y 71 es un factor para ocupantes de oficinas en calor sensible véase en tabla (1.2)

Calor sensible

$Q_s = 71 \text{ x } 20$

$$Q_s = 1420 \text{ watts}$$

Calor latente

Para el calor latente consideramos n = es el número de personas y 60 factor para ocupantes de oficinas en calor latente véase en tabla (1.2)

$Q_l = 60 \text{ x } 20$

$$Q_l = 1200 \text{ watts}$$

Sumando el calor sensible y el calor latente decimos que el calor por ocupantes es:

$$\boldsymbol{Q_{ocupante} = Q_l + Q_s}$$

$$\boldsymbol{Q_{ocupantes} = 2620\ watts}$$

j. Ganancia de calor por alumbrado

Considerando los valores asignados por (Pita, 1994) según ecuación (1.10) decimos que:

3.4 = factor de conversión watts a btu/hr (pita, 1994)

$$\boldsymbol{Q} = 3.4\ x\ 432\ x\ 1.25\ x\ 1.0$$

$$Q = 538 \text{ watts x } 3.4 = 1836 \text{ btu}$$

3.2.1.4. Ganancia de calor debida a los equipos

En la tabla 3-3 indicamos la potencia consumida por cada artefacto

Tabla 3-3 Transferencia de calor por equipos

nombre de equipo	**Cantidad**	**Potencia**		**total**
		(Watts)	**(kilowatts)**	
Fotocopiadora comercial	2.0	900	0,90	1,800.00
Computadora (CPU y monitor)	5.0	200	0,20	1,000.00
TV de 21 pulgadas color	2.0	200	0,20	400.00
Escáner (Digitalizador)	3.0	150	0,15	450.00
Impresora	5.0	150	0,15	750.00
Equipo de sonido (estéreo)	1.0	120	0,12	120.00
Total				4,520.00

$$\mathbf{Q_{EQUIPOS}} = \mathbf{4{,}520.00\ watts}$$

3.2.1.5. Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior

Para calcular la carga transmitida por infiltración en exteriores debemos primero calcular el caudal atraves de la ecuación (1.13) y (1.11) y (1.12) respectivamente

Tenemos que 4 es el número de renovaciones de aire por hora véase en tabla (1.8)

618m³ es el volumen del recinto

$$Q = 618\ x\ 4$$

$$Q = 2472\ m^3/h$$

$$Q = 0.68\ m^3/s$$

Teniendo el caudal podemos hallar el calor sensible por infiltración y ventilación de aire exterior Según ecuación (1.11)

$$Q_{si} = 0.68 \times 1.18 \times 1012(30-23)$$
$$Q_{si} = 5684.20 \text{ watts}$$

3.2.1.6. Carga latente por infiltración y ventilación de aire exterior

Del mismo modo con el caudal obtenido hallamos el calor latente por infiltración y ventilación de aire exterior Según la ecuación (1.12)

$$\boldsymbol{Q_{Li}} = 0.68 \times 1.18 \times 2257 \times (0.017 - 0.0088)$$
$$Q_{Li} = 14.85\ watts$$

Tabla 3-4 balance térmico total – sala de espera y recepción

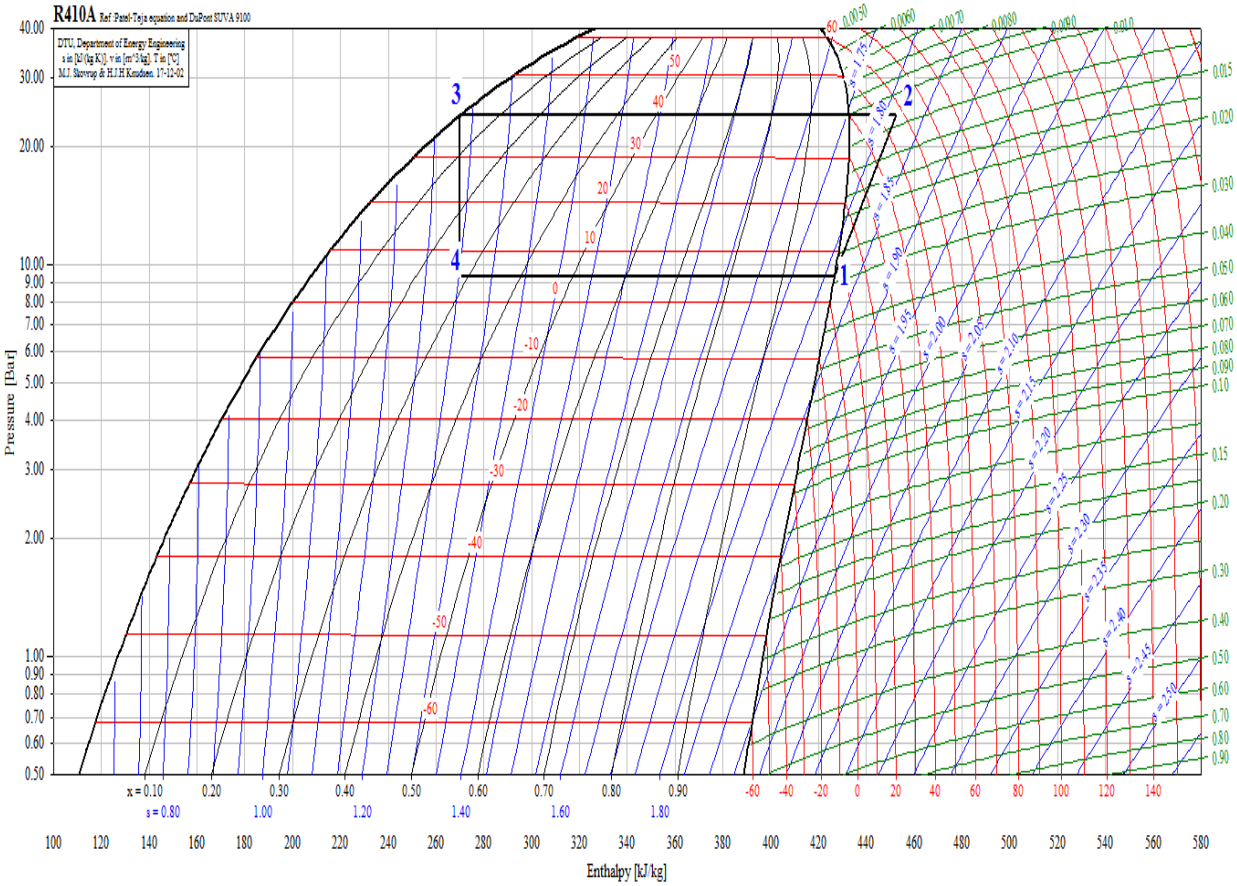
Concepto	Qs (w)	Ql (w)
transmisión, pisos muros y techos	6011.92	
Ocupantes	1,420.00	1,200.00
Iluminación	538.07	
equipos y aparatos	4,520.00	
infiltración por aire exterior	5,684.20	14.85
Total	**18,174.19**	**1,214.85**
		Watts

Q TOTAL = 19389.04

Tabla 3-5 Cuadro de entalpia

Entalpia en el punto 1	428.31 kJ/kg
Entalpia en el punto 2	453.24 kJ/kg
Entalpia en el punto 3	280.73 kJ/kg
Entalpia en el punto 4	280.73 kJ/kg

Entalpia del refrigerante (h)



3.3. Refrigerante

3.3.1. Refrigerante para sala de espera y recepción

El R410A exhibe una mayor capacidad y presión de descarga, también es una opción en equipos existentes de muy baja temperatura. Es un refrigerante ecológico debido a que no contiene cloro, por lo que no afecta la capa de ozono (HVAC&R).

3.3.1.1. Flujo másico del refrigerante para sala de espera y recepción.

Los datos son tomados del anexo (A-8, A-9) tabla de líquido subenfriado y vapor sobrecalentado del refrigerante R410A

Para realizar el cálculo de las entalpias (h) se está tomando las temperaturas: evaporación (9°C) condensación (45 °C)
Para determinar el flujo másico empleamos la siguiente ecuación (1.17). La carga térmica total del ambiente fue 65922.73 btu/hr. Lo cual se divide en dos equipos uno de 48000 btu/hr y otro de 24000 btu/hr Para el cálculo del flujo másico se ha tomado el equipo de:
48000 btu/hr = 14.06 kJ/s = 14.06 kw

Efecto frigorífico: $h_1 - h_4$ = 147.58 kJ/kg

Flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{14.06kw}{(428.31 - 280.73)}(kg/s)$$

$$\dot{m} = 0.0952\ (\boldsymbol{kg/s})$$

3.4. Potencia del compresor

3.4.1. Potencia del compresor para la oficina sala de espera y recepción.

Para desarrollar la potencia teórica del compresor considerando que el equipo es de 48000 btu/hr se utilizó la siguiente ecuación (1.15)

$$P_{t} = 0.0\dot{9}52 \times (453.24 - 428.31)\ \mathrm{KW}$$

$$P_{t} = 2.37\ \mathrm{KW} = 3.18\ \mathrm{hp}$$

Para hallar el coeficiente de eficiencia energética COP. Utilizaremos la siguiente ecuaciones (1.14, 1.15, 1.16,)

QA = 453.24 – 280.73 = 172.51 kJ/kg (1.14)

QB = 428.31 – 280.73 = 147.58 kJ/kg (1.15)

QC = 453.24 – 428.31 = 24.93 kJ/kg (1.16)

QA = 172.51 kJ/kg

QB = 147.58 KJ/kg

WC = 24.93 kJ/kg

COP =147.58 KJ/kg /24.93 kJ/kg

COP = 5.91

3.4.1.1. Dimensionamiento de la línea de vapor y de líquido

De la tabla 3.5 decimos que:

h1= 428.31 kJ/kg

h2 = 453.24 kJ/kg

Presión del evaporador (9.273 bar) = 927.3kpa

Presión del condensador (24.07) = 2,407 kpa

h3 = 280.73 kJ/kg

h4 = 280.73 kJ/kg

Tabla 3-5a volumen especifico

Values at points in cycle

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T	P	v	h	s
	[°C]	[bar]	[m^3/kg]	[kJ/kg]	[kJ/(kg K)]
1	8.009	10.198	0.026166	427.716	1.8102
2	70.256	30.333	0.009139	457.505	1.8102
3	70.256	30.333	0.009139	457.505	1.8102
4	49.833	30.333	N/A	292.162	N/A
5	N/A	10.198	N/A	292.162	N/A
6	8.009	10.198	0.026166	427.716	1.8102
15	N/A	30.333	N/A	292.162	N/A

OK Print Copy Help

De acuerdo a la tabla 3-5a nos indica para hallar el caudal volumétrico del refrigerante necesitamos el volumen especifico tanto en el punto 1 como en el punto 2 el cual se refleja en la tabla anterior

3.4.1.2. Calculo del caudal (v) del refrigerante

Para hallar el caudal volumétrico del refrigerante manejado por el compresor necesitamos el volumen específico en el punto 1 (0.02872 m³/kg) quiere decir en la entalpia 1 véase en la tabla 3.5:

Según la ecuación (1.16)

$$V_r 1 = 0.0952 kg/s \times 0.02616\, m^3/kg$$

$$V_r \;=\; 2.49 \times 10^{-3} m^3/s$$

$$V_r 2 = 0.0952 kg/s \times 0.009139\, m^3/kg$$

$$V_r \;=\; 8.70 \times 10^{-4} m^3/s$$

3.4.1.3. Calculo de diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión y de líquido respectivamente.

Se toma como dato la velocidad del refrigerante para succión 5.08 m/s y para líquido 15.24 m/s respectivamente (HVAC&R)

$$\boldsymbol{D_{SUCC}} = \sqrt{\frac{\boldsymbol{4} \times (\boldsymbol{2.49X10^{-3}}\,\frac{\boldsymbol{m^3}}{\boldsymbol{s}}}{\boldsymbol{\pi} \times \boldsymbol{5.08}\frac{\boldsymbol{m}}{\boldsymbol{s}}}} = \ 0.024 = 24\text{mm}$$

$$\boldsymbol{D_{LIQUIDO}} = \sqrt{\frac{\boldsymbol{4} \times \boldsymbol{8.70X10^{-4}}\ \boldsymbol{m^3/s}}{\boldsymbol{\pi} \times \boldsymbol{15.24}\ \boldsymbol{m/s}}} = 0.09 = 9\text{mm}$$

$D_{succion}$ =0.024m = 24mm

$D_{liquido}$ = 0.09m = 9mm

El diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión (vapor).

$D_{succion}$ = 3/4”

El diámetro para la tubería de cobre para la línea de líquido.

$D_{liquido}$= 3/8”

3.5. Selección de equipos

Para la selección de equipos de las oficinas de la empresa DC construcciones SAC tenemos:

3.5.1. Selección de equipo para Sala de espera y recepción

De acuerdo al resultado del balance térmico obtenido en esta oficina el cual se obtuvo una ganancia de calor de 48000 BTU/HR se propone un equipo:

- 01 de 48,000 btu/hr con las siguientes características:

Unidad exterior: compresor

Modelo de equipo: YCJD48 marca york

Tipo de refrigerante: R410A

Tipo de compresor: Reciprocante

Amperaje de compresor: arranque 15.7 amp y trabajo 84amp

Diámetro de elice: 22°

Línea de líquido: 3/8

Línea de succión: 7/8

Unidad interior: evaporador

Modelo AHP24B H21

Motor hp ¼ hp y rpm: 1075

Peso bruto: 135/129

Características:

Operación súper silenciosa

Alta eficiencia y ahorro de energía

Diseño compacto y elegante

Control remoto multifuncional tipo LCD

Expansión directa.

3.5.1.1. Plan de mantenimiento para los equipos de aire acondicionado

Para la conservación de la infraestructura y el equipamiento, de los equipos de aire acondicionado tipo Split decorativo se pide lo siguiente:

1 Asegurar la correcta operación del equipo incrementar estrategias fundamentales de mantenimiento para las máquinas y equipos a través de la realización de la planeación, organización, dirección y control.

2 Aplicar métodos y técnicas de conservación con miras a lograr una disminución en las incidencias de fallas imprevistas para mantener niveles altos de disponibilidad de la capacidad instalada, garantizando las óptimas condiciones de bienestar para el usuario.

3 Por estas razones y por recomendaciones de los manuales de mundo HVAC el plan de mantenimiento en equipos de aire acondicionado tipo Split se debe realizar dependiendo de su uso y aplicación. Para el caso de equipos para oficinas (Split decorativo) se recomienda realizar un mantenimiento bimensual o trimestral por su tiempo de uso y este debe ser efectuado por personal calificado el cual consiste en:

- ✓ Limpieza de filtros de aire
- ✓ Limpieza de gabinetes
- ✓ Chequeo de los sistemas de drenaje
- ✓ Revisión de presiones del sistema de refrigeración
- ✓ Revisión de los parámetros del Sistema de control y fuerza del equipo
- ✓ Lubricación de sus partes móviles.
- ✓ Revisión de resistencias de motor compresor y motores eléctricos
- ✓ Pruebas y regulaciones generales

3.6. Calculo del conductor

3.6.1. Calculo del conductor para el equipo de aire acondicionado de sala de espera y recepción

Para el cálculo del conductor eléctrico debemos de tener los datos del equipo de aire acondicionado que vamos a utilizar en este caso el equipo que se va a utilizar será uno de 48000 btu/hr que vienen a ser 4 TR, una vez seleccionado el equipo podemos obtener los datos del motor compresor, motor ventilador del compresor, y motor ventilador del evaporador además de datos del condensador.

Características técnicas:

Motor del compresor 4 5TR

Motor ventilador del condensador 0.25 hp

Voltaje de suministro = 220v

No de fases = 3Ph

Frecuencia =60 Hz

1HP=746W (potencia eléctrica) =1TR=3000Frig.=12000BTU (potencia térmica)

Motor compresor 3357 watts

Motor ventilador del condensador 186 watts

Para hallar la corriente nominal utilizamos la siguiente ecuación para el condensador como para el evaporador

$$In_{COND} = \frac{P_e}{\sqrt{3}*UV*COS\emptyset*n}$$

$$In_{COND} = \frac{3357}{\sqrt{3}*220*0.85*0.80}$$

In_{COND} = 12.97 amp

$$In_{EVAP} = \frac{P_e}{UV*COS\emptyset*n}$$

$$In_{EVAP} = \frac{186}{220*0.85*0.80}$$

In_{EVAP} = 1.24 amp

Para hallar la corriente de diseño utilizamos la siguiente ecuación

ID_{COND} = 1.25 * In_{COND}

ID_{COND} = 1.25 * 12.93

ID_{COND} = 16.16 amp

ID_{EVAP} = 1.25 * In_{EVAP} .

ID_{EVAP} = 1.25 * 1.24 amp

ID_{EVAP} = 1.55 amp

Para hacer la corrección de conductor por agrupación y tomando los datos de la tabla 1.6 el cual nos dice que para mas de 3 conductores el factor Kn es 0.8 y el factor de corrección de temperatura Ktp según la tabla 1.7 nos dice que para temperatura ambiente a 30°C es 0.88 procedemos a corregir la corriente tanto del condensador como del evaporador:

$$Icorregida_{COND} = \frac{16.16}{0.88*0.8}$$

$Icorregida_{COND}$ = 22.95 amp

$$Icorregida_{EVAP} = \frac{1.55}{0.88*0.8}$$

$Icorregida_{EVAP}$ = 2.20 amp

Una vez calculado la corriente de diseño y haberla corregido se seleccionara el conductor eléctrico de acuerdo a la tabla de conductores eléctricos del CNE el cual nos dice que para un amperaje de 22.95 podemos seleccionar el próximo calibre ya que no tenemos de esa dimensión el cual seria para 30 amp un conductor de 6mm² y para 3 amp un conductor de 20 awg según tabla (1.7)

3.2.2. Cálculo y balance de cargas térmicas para sala de reuniones

Tabla 3-6 sala de reuniones

Superficies para el análisis de transferencia de calor		
Ubicación	Medidas	Área
Pared N	(9.43 x 5.80)	54.69 m²
Pared S	(9.43 x 5.80)	54.69 m²
Pared W	(4.85 x 5.80)	28.13 m²
Pared E	(4.85 x 5.80)	28.13 m²
Techo	(9.43 x 4.85)	45.74 m²
Piso	(9.43 x 4.85)	45.74 m²
Volumen del ambiente = 265 m³		

3.2.2.1. Ganancia de calor a través del techo:

Conociendo coeficiente global desarrollamos la ecuación (1.1) para hallar la ganancia de calor atraves del techo.

$\boldsymbol{U} = \mathbf{1.73}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 45.74\ m^2$

Δt = 7° C

Según la ecuación (1.1)

$Q = 1.73 \times 45.74 \times 7$

$$Q = 553.91\ \frac{W}{m^2}$$

3.2.2.2. Ganancia de calor a través de las paredes:

Pared orientación N

Conociendo el coeficiente global U el área de recinto y la diferencia de temperatura desarrollamos la siguiente ecuación (1.1)

$\boldsymbol{U} = \mathbf{2.58}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 54.69\ m^2$

Δt = 7° C

$$Q = 2.58 \times 54.69 \times 7$$

$$Q = 987.70\ \frac{W}{m^2}$$

Pared Orientación S

Conociendo el coeficiente global U el área de la pared y la diferencia de temperatura hallamos la ganancia de calor atraves de la ecuación (1.1)

$\boldsymbol{U} = \mathbf{2.58}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 54.69\ m^2$

Δt = 7°C

$$Q = 2.58 \times 54.69 \times 7$$

$$\mathrm{Q} = 987.70\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2}$$

Pared Orientación oeste

Conociendo el coeficiente global U el área de la pared y la diferencia de temperatura hallamos la ganancia de calor atraves de la ecuación (1.1)

$\boldsymbol{U} = \mathbf{2.58}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 28.13\ m^2$

Δt = 7°C

$$Q = 2.58 \times 28.13 \times 7$$

$$Q = 508.02\,\frac{W}{m^2}$$

Pared Orientación E

Conociendo el coeficiente global U el área de la pared y la diferencia de temperatura hallamos la ganancia de calor atraves de la ecuación (1.1)

$\boldsymbol{U} = \mathbf{2.58}\ \frac{\boldsymbol{w}}{\boldsymbol{m^2}}$

$A = 28.13\ m^2$

Δt = 7°C

$$\mathrm{Q} = 0.79 \times 28.13 \times 7$$

$$Q = 508.02\ \frac{W}{m^2}$$

3.2.2.3. Ganancia de calor atraves de pisos

Habiendo calculado el coeficiente global de transferencia U decimos que

U = 2.63 w/m²

$A \ = \ 45.74\ m^2$

Δt = 7°C

$$Q = 2.63 \text{ X } 45.74 \times 7$$

$$Q = 842.07\ \frac{W}{m^2}$$

Tabla 3-7 Calculo de ganancias por transmisión

ubicación	**A (m^2)**	$\boldsymbol{U\ (\frac{W}{m^2.\ °C})}$	**DT (°C)**	**Q (W)**
Pared N	54.69 m²	2.58	7	987.70
Pared S	54.69 m²	2.58	7.1	987.70
Pared W	28.13 m²	2.58	7.1	508.02
Pared E	28.13 m²	2.58	7.1	508.02
Techo	45.74 m²	1.73	7.1	553.91
Piso	45.74 m²	2.63	7.1	842.07
			Total	**4387.42**

$$\boldsymbol{Q_{transmision} = \ 4387.42\ w}$$

1) **Cálculos ganancia de calor por ocupantes**

Según ecuación (1.8) y (1.9) en la cual referimos que n = al número de personas y 71 es un factor para ocupantes de oficinas en calor sensible véase en tabla (1.2)

Calor sensible

$Q_s = \ 71\ x\ 15$

$$Q_s = \ 1065\ watts$$

Calor latente

Para el calor latente consideramos n = de personas y 60 factor para ocupantes de oficinas en calor latente véase en tabla (1.2)

$Q_l = \ 60\ x\ 15$

$$Q_l = 900\ watts$$

Sumando el calor sensible y el calor latente decimos que el calor por ocupantes es:

$Q_{ocupante} = Q_l + Q_s$

$$\boldsymbol{Q_{ocupantes} = 1965\ watts}$$

2) Ganancia de calor por alumbrado

Considerando los valores asignados por (Pita, 1994) según ecuación (1.10) decimos que:

3.4 = factor de conversión (pita, 1994)

$\boldsymbol{Q} = 3.4\ x\ 288\ x\ 1.25\ x\ 1.0$

$\boldsymbol{Q = 1224\ btu}$

$$Q = 358.71\ \text{watts}$$

3) Ganancia de calor debida a los equipos

Tabla 3-8 Transferencia de calor por equipos según tabla (1.5)

nombre de equipo	**cantidad**	**Potencia**		**total**
		(Watts)	**(kilowatts)**	
Computadora (CPU y monitor)	8.0	200	0,20	1,600.00
TV de 21 pulgadas color	2.0	200	0,20	400.00
Escáner (Digitalizador)	3.0	150	0,15	450.00
Impresora	8.0	150	0,15	1,200.00
Equipo de sonido (estéreo)	1.0	120	0,12	120.00
total				**3,730.00**

$$\boldsymbol{Q_{EQUIPOS}} = \mathbf{3{,}730.00}\ \boldsymbol{watts}$$

4) Carga transmitida por infiltraciones de aire exterior

Para calcular la carga transmitida por infiltración en exteriores debemos primero calcular el caudal atraves de la ecuación (1.13) (1.11) y (1.12) respectivamente. Tenemos que 4 es el número de renovaciones de aire por hora véase en tabla (1.8) y el volumen del área es 265.26 m³

$Q = 265.26\ x\ 4$

$\mathrm{Q} = 1061.06\ \mathrm{m}^3/\mathrm{h}$

$$Q = 0.29\ m^3/s$$

$$Q_{si} = 0.29 \times 1.18 \times 1012(30-23)$$

$$Q_{si} = 2424.14\ watts$$

5) Carga latente por infiltración y ventilación de aire exterior

Según la ecuación (1.12)

$$\boldsymbol{Q_{Li}} = \mathbf{0.29} \times \mathbf{1.18} \times \mathbf{2257} \times (\mathbf{0.017} - \mathbf{0.0088})$$

$$Q_{Li} = 6.33\ watts$$

Tabla 3-9 balance térmico total – sala de reuniones

Concepto	**Qs (w)**	**Ql (w)**
transmisión, pisos muros y techos	4387.42	
ocupantes	1065.00	900.00
iluminación	358.71	
equipos y aparatos	3730.00	
infiltración por aire exterior	2424.14	6.33
total	**11965.27**	**906.33**

Q TOTAL = 12871.6 watts

3.3.2. Refrigerante para sala de reuniones

El R410A exhibe una mayor capacidad y presión de descarga, también es una opción en equipos existentes de muy baja temperatura. Es un refrigerante ecológico debido a que no contiene cloro, por lo que no afecta la capa de ozono (HVAC&R).

3.3.2.1. Flujo másico del refrigerante para sala de espera y recepción.

La carga térmica total del ambiente es 43763.44 btu/hr el cual se ha seleccionado un equipo de 48000 btu/hr Para determinar el flujo másico empleamos la siguiente ecuación (1.17).el cual se ha seleccionado uno de 48000 btu/hr:

48000 btu/hr = 14.06 kJ/s = 14.06 kw

Efecto frigorífico: $h_1 - h_4$ = 147.58 kJ/kg

Flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{14.06kw}{(428.31 - 280.73)}(kg/s)$$

$$\boldsymbol{\dot{m}} = \mathbf{0.0952}\ (\boldsymbol{kg/s})$$

3.4.2. Potencia del compresor para la oficina sala de espera y recepción.

Para desarrollar la potencia teórica del compresor considerando que el equipo es de 48000 btu/hr se utilizó la siguiente ecuación (1.15)

$$P_{t} = 0.0952 \times (453.24 - 428.31)\ \mathrm{KW}$$

$$P_{t} = 2.37\ \mathrm{KW} = 3.18\ \mathrm{hp}$$

Para hallar el coeficiente de eficiencia energética COP tenemos los datos de entalpia (h) de la tabla (3.5) utilizaremos la siguiente ecuación

QA = 453.24 – 280.73 = 172.51 kJ/kg (1.14)

QB = 428.31 – 280.73 = 147.58 kJ/kg (1.15)

QC = 453.24 – 428.31 = 24.93 kJ/kg (1.16)

QA = 172.51 kJ/kg

QB = 147.58 KJ/kg

WC = 24.93 kJ/kg

COP =147.58 KJ/kg /24.93 kJ/kg

COP: 5.9

3.4.2.1. Dimensionamiento de la línea de vapor y de líquido

De la tabla 3.6 decimos que:

h1= 428.31 kJ/kg

h2 = 453.24 kJ/kg

Presión del evaporador (9.273 bar) = 927.3kpa

Presión del condensador (24.07) = 2,407 kpa

h3 = 280.73 kJ/kg

h4 = 280.73 kJ/kg

3.4.2.2. Calculo del caudal (v) del refrigerante

Para hallar el caudal volumétrico del refrigerante manejado por el compresor necesitamos el volumen específico en el punto 1 (0.02616 m³/kg) quiere decir en la entalpia 1 véase en la tabla 3.5: Y el volumen específico lo podemos ver en la tabla 3.5a

Según la ecuación (1.16)

$$V_r 1 = 0.0952 kg/s \times 0.02616\, m^3/kg$$

$$V_r = 2.49 \times 10^{-3} m^3/s$$

$$V_r 2 = 0.0952 kg/s \times 0.009139\, m^3/kg$$

$$V_r = 8.70 \times 10^{-4} m^3/s$$

3.4.2.3. Calculo de diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión y de líquido respectivamente.

Se toma como dato la velocidad del refrigerante para succión 5.08 m/s y para líquido 15.24 m/s respectivamente (HVAC&R)

$$\boldsymbol{D_{SUCC}} = \sqrt{\frac{4 \times (2.49\text{X}10^{-3}\,\frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \times 5.08\,\frac{\text{m}}{\text{s}}}} = 0.024 = 24\text{mm}$$

$$\boldsymbol{D_{LIQUIDO}} = \sqrt{\frac{4 \times 8.70\text{X}10^{-4}\ \text{m}^3/\text{s}}{\pi \times 15.24\ \text{m/s}}} = 0.09 = 9\text{mm}$$

$D_{succión}$ =0.024m =24mm

$D_{liquido}$ = 0.09m = 9mm

El diámetro de la tubería de cobre para la línea de succión (vapor).

$D_{succión}$ = 3/4”

El diámetro para la tubería de cobre para la línea de líquido.

$D_{liquido}$ = 3/8”

3.5.2. Selección de equipos para sala de reuniones

Para la selección de equipos de las oficinas de la empresa DC construcciones SAC tenemos:

Sala de reuniones

De acuerdo al resultado del balance térmico obtenido en esta oficina el cual se obtuvo una ganancia de calor de 43763.44 btu/hr se propone un equipo:

01 de 48,000 btu/hr

Con una carga de enfriamiento total de 48,000 btu/hr la cual lograra vencer el calor ganado dentro del ambiente de sala de reuniones. Se escogió un equipo de mayor

capacidad ya que en esta sala muchas veces habrán equipos electrónicos lo cual habrá una demanda mayor de calor térmico

Dentro de sus características tenemos las siguientes:

Unidad exterior compresor

Modelo de equipo: YCJD48 marca york

Tipo de refrigerante: R410A

Tipo de compresor: Reciprocante

Amperaje de compresor: arranque 15.7 amp y trabajo 84amp

Diámetro de elice: 22°

Línea de líquido: 3/8

Línea de succión: 7/8

Unidad interior: evaporador

Modelo AHP24B H21

Motor hp ¼ hp y rpm: 1075

Peso bruto: 135/129

Características:

Por ser pequeños y de oficinas, se determina equipo Split decorativo cuyas características de funcionamiento son:

- ✓ Operación súper silenciosa
- ✓ Alta eficiencia y ahorro de energía
- ✓ Diseño compacto y elegante
- ✓ Control remoto multifuncional tipo LCD
- ✓ Expansión directa.

3.5.2.1. Plan de mantenimiento para los equipos de aire acondicionado

Para la conservación de la infraestructura y el equipamiento, de los equipos de aire acondicionado tipo Split decorativo se pide lo siguiente:

1 Asegurar la correcta operación del equipo incrementar estrategias fundamentales de mantenimiento para las máquinas y equipos a través de la realización de la planeación, organización, dirección y control.

2 Aplicar métodos y técnicas de conservación con miras a lograr una disminución en las incidencias de fallas imprevistas para mantener niveles altos de disponibilidad de la capacidad instalada, garantizando las óptimas condiciones de bienestar para el usuario.

3 Por estas razones y por recomendaciones de los manuales de mundo HVAC el plan de mantenimiento en equipos de aire acondicionado tipo Split se debe realizar dependiendo de su uso y aplicación. Para el caso de equipos para oficinas (Split decorativo) se recomienda realizar un mantenimiento bimensual o trimestral por su tiempo de uso y este debe ser efectuado por personal calificado el cual consiste en:

- ✓ Limpieza de filtros de aire
- ✓ Limpieza de gabinetes
- ✓ Chequeo de los sistemas de drenaje
- ✓ Revisión de presiones del sistema de refrigeración
- ✓ Revisión de los parámetros del Sistema de control y fuerza del equipo
- ✓ Lubricación de sus partes móviles.
- ✓ Revisión de resistencias de motor compresor y motores eléctricos
- ✓ Pruebas y regulaciones generales

3.6.2. Calculo del conductor eléctrico para el equipo de sala de reuniones

Para el cálculo del conductor eléctrico debemos de tener los datos del equipo de aire acondicionado que vamos a utilizar en este caso el equipo que se va a utilizar será uno de 48000 btu/hr que vienen a ser 4 TR, una vez seleccionado el equipo podemos obtener los datos del motor compresor, motor ventilador del compresor, y motor ventilador del evaporador además de datos del condensador.

Características técnicas:

Motor del compresor 4 5TR

Motor ventilador del condensador 0.25 hp

Voltaje de suministro = 220v

No de fases = 3Ph

Frecuencia =60 Hz

1HP=746W (potencia eléctrica) =1TR=3000Frig.=12000BTU (potencia térmica)

Motor compresor 3357 watts

Motor ventilador del condensador 186 watts

Para hallar la corriente nominal utilizamos la siguiente ecuación para el condensador como para el evaporador

$$In_{COND} = \frac{P_e}{\sqrt{3}*UV*COS\emptyset*n}$$

$$In_{COND} = \frac{3357}{\sqrt{3}*220*0.85*0.80}$$

In_{COND} = 12.97 amp

$$In_{EVAP} = \frac{P_e}{UV*COS\emptyset*n}$$

$$In_{EVAP} = \frac{186}{220*0.85*0.80}$$

In_{EVAP} = 1.24 amp

Para hallar la corriente de diseño utilizamos la siguiente ecuación

ID_{COND} = 1.25 * In_{COND}

ID_{COND} = 1.25 * 12.93

ID_{COND} = 16.16 amp

ID_{EVAP} = 1.25 * In_{EVAP} .

ID_{EVAP} = 1.25 * 1.24 amp

$$ID_{EVAP} = 1.55 \text{ amp}$$

Para hacer la corrección de conductor por agrupación y tomando los datos de la tabla 1.6 el cual nos dice que para mas de 3 conductores el factor Kn es 0.8 y el factor de corrección de temperatura Ktp según la tabla 1.7 nos dice que para temperatura ambiente a 30°C es 0.88 procedemos a corregir la corriente tanto del condensador como del evaporador:

$$Icorregida_{COND} = \frac{16.16}{0.88*0.8}$$

$$Icorregida_{COND} = 22.95 \text{ amp}$$

$$Icorregida_{EVAP} = \frac{1.55}{0.88*0.8}$$

$$Icorregida_{EVAP} = 2.20 \text{ amp}$$

Una vez calculado la corriente de diseño y haberla corregido se seleccionara el conductor eléctrico de acuerdo a la tabla de conductores eléctricos del CNE el cual nos dice que para un amperaje de 22.95 podemos seleccionar el próximo calibre ya que no tenemos de esa dimensión el cual seria para 30 amp un conductor de 6mm² y para 3 amp un conductor de 20 awg según tabla (1.7)

IV. Discusiones

a) Las condiciones exteriores en verano tomados en cuenta son temperatura, humedad, altitud velocidad del viento.

El procedimiento nos dice que las temperaturas se establecen en base a distintos niveles percentiles. El nivel percentil indica el tanto por ciento de horas durante los meses del periodo considerado en los que las temperaturas indicadas son superiores o iguales a las máximas diarias (Carrier, 2009) considerando estas indicaciones y para tener un espacio acondicionado en óptimas condiciones según las normas establecidas es que realizamos los estudios climatológicos teniendo en cuenta el mes, el día del presente año en la cual se registró el punto más crítico de temperatura en la ciudad de lima según registro meteorológico por senamhi .

b) La carga térmica máxima obtenida por ambiente considerando las cargas transmitidas por alumbrado, ocupantes, motores eléctricos e infiltración por aire exterior en el ambiente de sala de espera y recepción fue de 19389.04 watts que vienen hacer 65922.73 btu/hr total, desglosando esta carga solo en área tenemos que fue de 6011.92 watts que vienen hacer 20440.52 btu/hr. Daniel Gutiérrez Giraldo en su tesis sistema de climatización para un hotel cuatro estrellas nos dice para un área por m² debe considerarse entre 650 y 700 btu/hr quiere decir que el cálculo realizado esta en un rango mejor al estimado por el tesista. Ya que mientras para él es 650 o 700 btu/hr por m² sin embargo para la presente tesis es la cantidad de btu/hr es de 255.50 btu/hr.

c) El refrigerante seleccionado en un sistema de climatización para las oficinas de la empresa dc construcciones sac es el R410A considerado por ASHRAE como una clasificación de seguridad A1 también exhibe una mayor capacidad y presión de descarga, a la vez es una mezcla binaria casi azeotropica que presenta un desplazamiento de temperatura inferior a 0.2 °C . Sus características termodinámicas superiores permiten utilizar compresores más compactos. Sin embargo en la tesis de Daniel Gutiérrez Giraldo utiliza el refrigerante R134a quien también tiene una clasificación de seguridad A1 por ASHRAE El R134a es un gas

refrigerante del tipo HFC (hidrofluorcarbono) que no daña la capa de ozono. Es de baja toxicidad, no es inflamable con la presencia del aire atmosférico a temperatura inferior a 100 ºC y a presión atmosférica. No es corrosivo, y es compatible con la mayoría de materiales. Sus vapores tienen un olor levemente dulce.

d) La potencia del compresor en ambas oficinas sala de reuniones y sala de espera y recepción es de 7.49 y 5.27 hp respectivamente se considera motor compresor tipo scroll por ser motores mucho más óptimos en rendimiento y bajo en ahorro de energía para equipos nivel comercial o de baja potencia sin embargo Daniel Gutiérrez Giraldo en su tesis sistema de climatización para un hotel cuatro estrellas utiliza un chiller con motor tipo tornillo con características similares al scroll.

e) Equipos de recinto son aquellos diseñados para ser instalados sobre muros o en ventanas con el fin de enfriar o tibiar un cuarto, sin o con ducto (máximo 1200m.m.). La función básica es proveer confort enfriando, des humidificación, filtrando o limpiando y recirculando el aire del recinto. Puede también proveer renovación de aire. Lo más común son los fan&coils, los mini-Split o multi-split. Para enfriamiento, que podrían incluir serpentín de calefacción. (HVAC&R) Teniendo estas recomendaciones como base hemos seleccionado los equipos tipo Split decorativos para oficinas por ser equipos comerciales de fácil mantenimiento.

V. Conclusiones

a) Para el diseño del sistema de climatización de la empresa DC construcciones SAC hemos tomado en cuenta las condiciones más altas de la localidad, por tal motivo se tomaron los datos del día y mes en la cual se registraron las temperaturas más altas según senamhi estas condiciones se dieron en el mes de febrero teniendo en ese día la temperatura bulbo seco 30.1 °C y humedad relativa de 63.63% y para las condiciones de diseño interior se tomaron en cuenta según norma ASHRAE nos dice que la temperatura de diseño interior se debe considerar 23 °C con una humedad relativa de 50% estos registros climatológicos fueron de suma importancia para poder empezar a desarrollar el proyecto.

b) Teniendo los datos climatológicos claros, realizamos el balance de cargas térmicas la cual incluye la carga por transmisión, ocupantes, iluminación, equipos, infiltración exterior del aire y ventanas. El resultado de este balance térmico fue por ambientes, para la sala de espera y recepción fue de 65922.73 btu/hr y para la sala de reuniones fue de 43763.44 btu/hr que sumado los dos nos da un total de 109686.17 btu/hr.

c) Para la selección del refrigerante hemos escogido un HFC porque sus características, se asemejan al cuidado del medio ambiente toda vez que a) son libres de cloro b) no es inflamable, c) no es toxico y d) no destruye la capa de ozono en caso se libere a la atmosfera.

El R410A (HFC) tiene una eficiencia frigorífica superior a otros asimismo su potencial de destrucción del ozono (ODP) es 0, su efecto invernadero directo (GWP) es de 1740, su rendimiento de climatización es superior
Sus presiones a las que trabaja el R410A son entre 50% y 60% más altas que otros refrigerantes por estas razones hemos seleccionado el R410A como refrigerante.
d) Habiendo realizado el cálculo de cargas térmicas y teniendo el refrigerante seleccionado se calculó la potencia del compresor que para este caso en ambas

oficinas nos dio para la sala de espera y recepción obtuvimos una potencia del compresor de 2.37 kw que vienen a ser 3.18 hp del mismo modo se hizo para la sala de reuniones que fue de 2.73 kw que viene a ser 3.18 hp.

e) Después de haber realizado el estudio de las condiciones climatológicas, el balance de cargas de cargas térmicas, la selección del refrigerante, y la potencia del compresor se procedió a seleccionar los equipos la cual tenemos por las condiciones del ambiente y teniendo en cuenta que los ambientes son oficinas hemos escogido los equipos decorativos tipo Split para cada ambientes. Considerando las características del equipo por ser silenciosos, automáticos manteniendo un control de temperatura automática, manejan un control del flujo del aire interno fácil mantenimiento

VI. Recomendaciones

a) De acuerdo al avance tecnológico se recomienda para futuros proyectos realizar un sistema de climatización para oficinas domotizado toda vez que podemos manejar el sistema desde un Smartphone, laptop. u otra navegador web como Conocer la temperatura y humedad en tiempo real de cada una de sus estancias de la oficina, Encender/apagar de forma remota su equipo de climatización, Gestionar con distintos ambientes de temperatura en las diferentes zonas de la oficina, Programar encendidos y apagados de su equipo de climatización o de cualquiera de sus zonas

b) Se recomienda elaborar un programa de mantenimiento preventivo para garantizar una larga vida útil de los equipos además de optimizar su rendimiento sin perjudicar su funcionamiento dentro de las oficinas y crear un malestar a los trabajadores.

c) Se recomienda realizar un estudio psicrométrico para mantener una calidad de aire en los ambientes toda vez que esto ayudaría a que los ocupantes realicen una mejor función en sus actividades diarias de trabajo.

VII. Referencias Bibliográficas

(IDAE), nstituto para la diversificacion y ahorro de energia. DISEÑO DE CALCULO DE AISLAMIENTO TERMICO DE CODUCCIONES, APARATOS Y EQUIPOS . [aut. libro] IDAE. s.l. : asociacion tecnica española de climatizacion y refrigeracion (ATCIR).

acondicionado, el aire. http://www.aire-acondicionado.com.es/tipos-de-compresores_de_aire_acondicionado/. [En línea]

ASHRAE, NORMAS - HVAC - APPLICATIONS (SI). 2007. ASHRAE HANDBOOK - CAPITULO 3. 2007.

Carrier. 2009. Manual de aire acondicionado carrier. barcelona : marcombo ediciones tecnicas, 2009.

construcciones, drywall. 2017. realidad problematica. lima : s.n., 2017.

Contreras, Arq. Edgardo Brito. 2011. manual básico de sistema de aire acondicionado y extracción mecánica de uso común en arqitectura. Antiguo Cuscatlan : s.n., 2011.

Daniel, gutierrez giraldo. 2009. sistema de climatizacion para hotel cuatro estrellas . lima : s.n., 2009.

Dowall, Robert Mc. 2006. Fundamentación HVAC Systems. s.l. : American Society Of Heating, 2006. GA 30329.

HVAC&R, mundo. https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2008/07. [En línea]

INGEMECANICA. http://www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn255.html. [En línea]

minem. http://intranet.minem.gob.pe/AppWeb/DGE/CalculoConsumo. [En línea]

Moreno A. guerrero J. 2011. instalacion de equipos de aire acondicionado para oficinas. Mexico : s.n., 2011.

Pita, Edward G. 1994. Acondicionamiento de aire - Principios y fundamentos. Mexico : OMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL S.A. CECSA, 1994.

—. 2009. Acondicionamiento de aire principios y sistemas. 2009.

senamhi. http://www.senamhi.gob.pe/. [En línea]

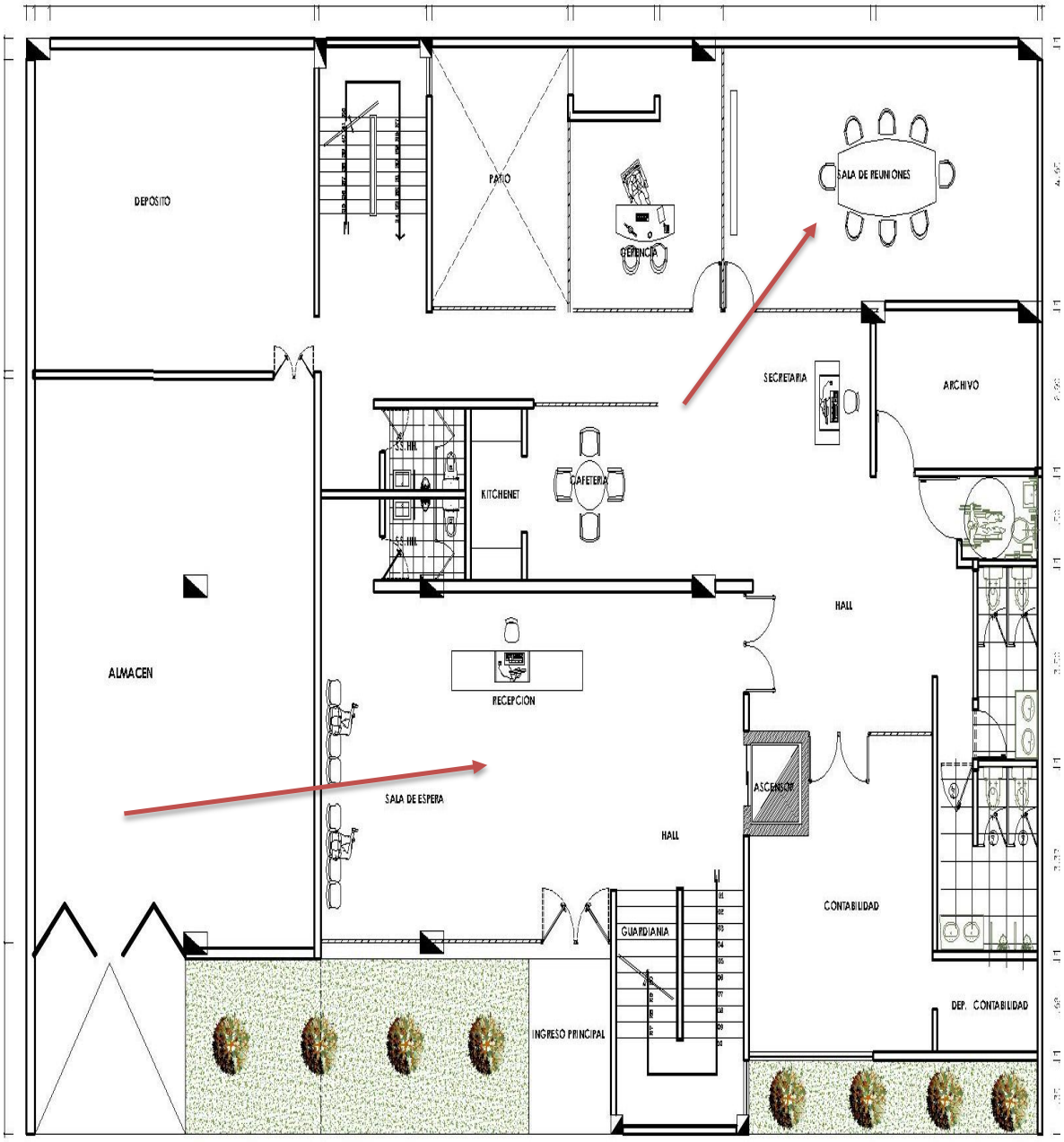
Stoecker, Wilbert F. 1978. Refrigeracion y Acondicionamiento de Aire . Mexico : Mc GRAW HILL BOOK, 1978.

termodinamica. https://termodinamica-esimeazc.blogspot.pe/2016/05/refrigeracion.html. [En línea]

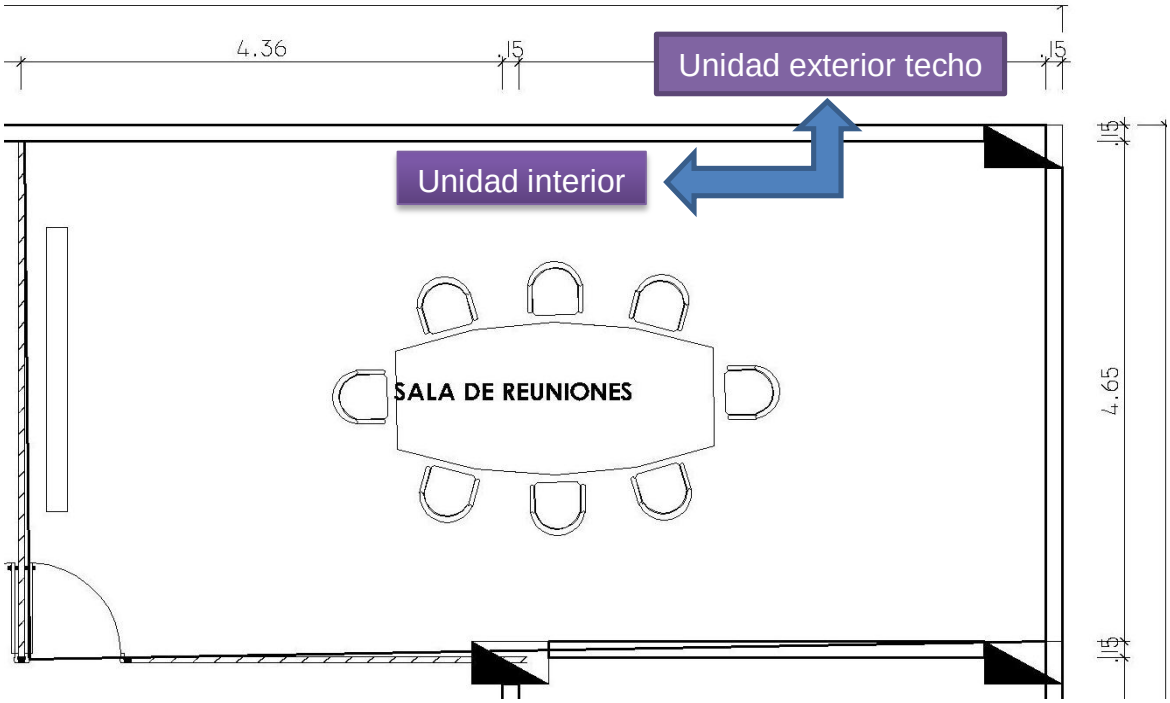
Trejo, P y Reyes, H. 2009. Calculo y seleccion del equipo de un sistema de aire acondicionado para un teatro. Mexico : s.n., 2009. http://tesis.ipn.mx:8080/bitstream/handle/123456789/5027/CALCULOYSELECCION.pdf?sequence=1&isAllowed=

VIII. Anexos

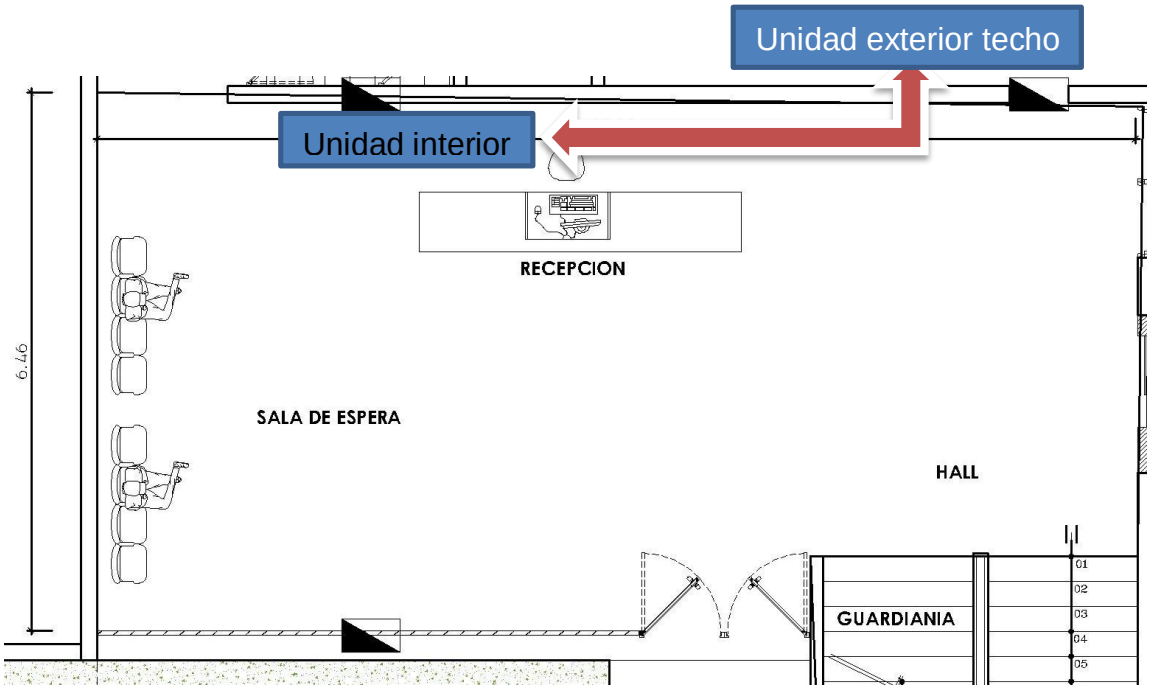
Anexo A 1plano de arquitectura de las oficinas de la empresa DC construcciones SAC



Anexo A- 1.1 Plano de arquitectura oficina de sala de reuniones



Anexo A- 1.2 Plano de arquitectura oficina de sala de espera y recepcion



Anexo A 2 condiciones climáticas de la ciudad de lima

Estación : CAMPO DE MARTE , Tipo Automtica - Meteorológica 2

Departamento : LIMA Provincia : LIMA Distrito : JESUS MARIA Ir : 2017-02

Latitud : 12° 4' 14" Longitud : 77° 2' 35.3" Altitud : 123

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-Feb-2017	25.5	28.2	23.3	79	0	-999	1.65	209
02-Feb-2017	25.55	29.3	23.2	78.83	0	-999	1.77	212
03-Feb-2017	25.2	28.4	23.5	80.17	0	-999	2.59	214
04-Feb-2017	25.25	29.3	23	77.96	0	-999	2.01	213
05-Feb-2017	24.78	27.6	22.1	80	0	-999	1.58	212
06-Feb-2017	23.97	26.7	22.3	80.67	0	-999	1.51	215
07-Feb-2017	23.61	26.6	21.8	82.17	0	-999	1.3	205
08-Feb-2017	24.03	26.4	22	79.75	0	-999	1.39	218
09-Feb-2017	24.14	28.4	21.9	78.92	0	-999	1.3	212
10-Feb-2017	24.1	27.9	21.7	78.21	0	-999	1.3	214
11-Feb-2017	25.53	30.5	22.6	71.38	0	-999	1.88	214
12-Feb-2017	24.29	27.8	21.9	79	0	-999	1.82	212
13-Feb-2017	24.65	29	21.7	76.38	0	-999	1.05	212
14-Feb-2017	25.73	29.8	22.2	70.79	0	-999	1.05	202
15-Feb-2017	26.07	29.1	23.4	66.38	0	-999	1.11	210
16-Feb-2017	24.93	29.8	22.4	75.75	0	-999	1.14	215
17-Feb-2017	24.67	28.9	22	77.5	0	-999	1.05	223
18-Feb-2017	24.37	27.2	21.5	76.42	0	-999	1.5	216
19-Feb-2017	24.85	28.6	21.7	72.75	0	-999	1.83	214
20-Feb-2017	24.73	27.9	21.6	75.38	0	-999	2.06	196
21-Feb-2017	25.09	29.7	22.2	76.42	0	-999	1.53	191
22-Feb-2017	25.49	29.5	22.8	72.38	0	-999	2.17	214
23-Feb-2017	25.13	30.6	22.6	77.79	.9	-999	2.03	201
24-Feb-2017	24.62	28.9	22.4	78.54	0	-999	1.46	211
25-Feb-2017	25.18	28.6	22.7	75.33	0	-999	1.23	202
26-Feb-2017	26.7	30.1	24	63.63	0	-999	1.23	214
27-Feb-2017	26.67	29.9	23.7	70.17	.3	-999	1.26	214
28-Feb-2017	26.1	28.4	24.2	76.67	0	-999	1.66	213

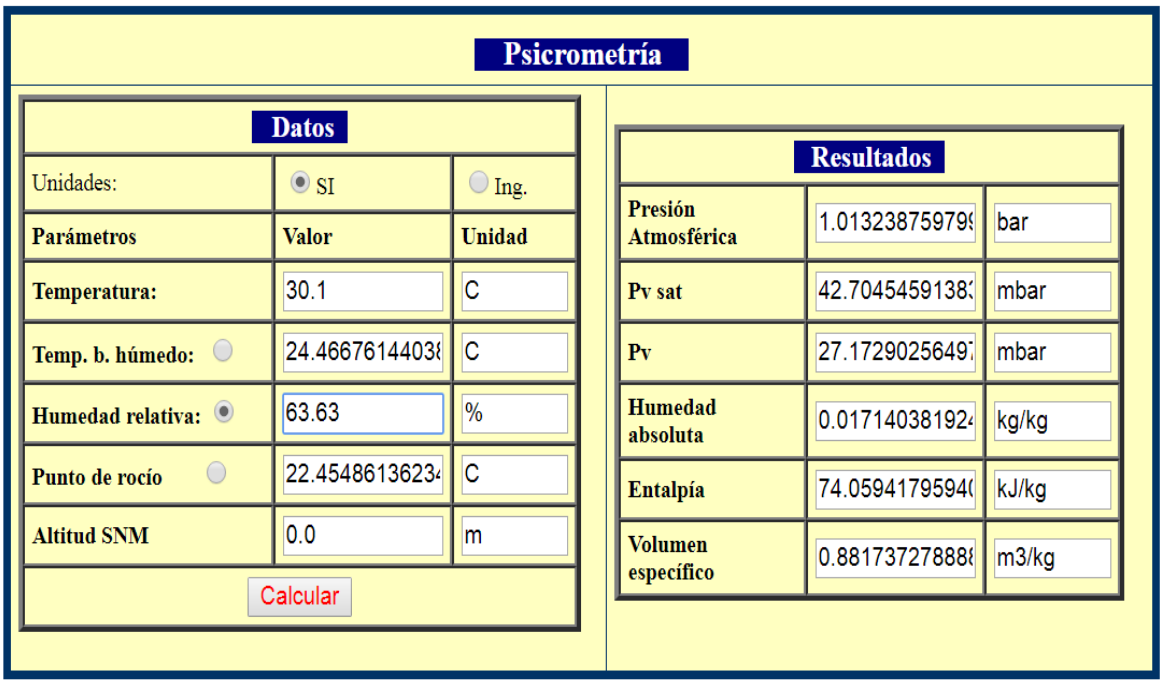
Anexo A 3 tabla de emisividad de materiales

Material	Temperatura	ε
Aluminio, laminado brillante	170 °C	0,04
Asbestos	20 °C	0,96
Asfalto	20 °C	0,93
Algodón	20 °C	0,77
Hormigón	25 °C	0,93
Plomo, gris oxidado	20 °C	0,28
Plomo, muy oxidado	20 °C	0,28
Techo de fieltro	20 °C	0,93
Hielo, brillante	0 °C	0,97
Hielo, irregular	0 °C	0,99
Hierro, esmerilado	20 °C	0,24
Hierro brillante -grabado	150 °C	0,13
Hierro con cuero	100 °C	0,80
Hierro con láminas de cuero	20 °C	0,77
Hierro ligeramente oxidado	20 °C	0,61
Hierro muy oxidado	20 °C	0,85
Tierra cultivada arada	20 °C	0,38
Tierra, arcilla negra	20 °C	0,66
Tejas	25 °C	0,93
Yeso	20 °C	0,90
Vidrio	90 °C	0,94
Oro, pulido	130 °C	0,02
Caucho duro	23 °C	0,94
Caucho gris blando	23 °C	0,86
Madera	70 °C	0,94
Guijarro	90 °C	0,95
Corcho	20 °C	0,70
Esmeril rojo (desigual)	80 °C	0,86
Cámara calor, negra anodizada	50 °C	0,98
Cobre, ligeramente mate	20 °C	0,04
Cobre, oxidado	130 °C	0,76
Cobre, pulido	20 °C	0,03
Cobre, negro oxidado	20 °C	0,78
Plásticos (PE,PP, PVC)	20 °C	0,94
Hojas	20 °C	0,84
Mármol, blanco	20 °C	0,95
Recubrimiento de minio pintura	100 °C	0,93
Latón, oxidado	200 °C	0,61
NATO-verde	50 °C	0,85
Papel	20 °C	0,97
Porcelana	20 °C	0,92
Pizarra	25 °C	0,95
Pintura negra (mate)	80 °C	0,97
Seda	20 °C	0,78
Plata	20 °C	0,02
Acero (superficie tratamiento calor)	200 °C	0,52
Acero oxidado	200 °C	0,79
Arcilla, cocida	70 °C	0,91
Pintura transformadora	70 °C	0,94
Agua	36 °C	0,67
Ladrillo, mortero, yeso	20 °C	0,93
Zinc blanco (pintura)	20 °C	0,95

Anexo A 4 tabla de conductividad térmica

Material	Conductividad Térmica (W/m.K)		
Acero	47-58	Hierro	1.7
Agua	0,58	Ladrillo	0.80
Aire	0,02	Ladrillo refractario	0.47-1.05
Alcohol	0,16	Latón	81-116
Alpaca	29,1	Litio	301.2
Aluminio	209,3	Madera	0,13
Amianto	0,04	Mercurio	83,7
Bronce	116-186	Mica Moscovita	0,72
Cinc	106-140	Níquel	52,3
Cobre	372.1-385.2	Oro	308,2
Concreto	0.80	Parafina	0,21
Corcho	0,04-0,30	Plata	406,1-418,7
Estaño	64,0	Plomo	35,0
Fibra de vidrio	0,03-0,07	Vidrio	0,6-1,0
Glicerina	0.29	Piel humana	0.37

Anexo A 5 Cálculo psicrométrico de los parametros climatologicos interiores



Psicrometría

Datos		
Unidades:	SI	Ing.
Parámetros	Valor	Unidad
Temperatura:	30.1	C
Temp. b. húmedo:	24.4667614403	C
Humedad relativa:	63.63	%
Punto de rocío	22.4548613623	C
Altitud SNM	0.0	m
Calcular		

Resultados		
Presión Atmosférica	1.01323875979	bar
Pv sat	42.7045459138	mbar
Pv	27.1729025649	mbar
Humedad absoluta	0.01714038192	kg/kg
Entalpía	74.0594179594	kJ/kg
Volumen específico	0.881737278888	m3/kg

Anexo A 6 condiciones de proyecto recomendado para ambientes interiores

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Temperatura seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de temperatur (°C) **	Temperatur seca (°C)	Hum. rel. %	Variación de *** temperatur (°C)	Temperatur seca (°C)	Variación de temperat (°C) ***
CONFORT GENERAL. Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	- 1,5 a - 2	24-25	- 2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración). Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	- 1,5 a - 2	23-24	- 2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	- 1 a - 2	23-24	- 2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	- 2 a - 3	21-23	- 3

Anexo A 7 coeficiente de conductividad térmica para pisos

Coeficientes de Conductividad Térmica de Diversos Materiales			
	Kg./m^2	**K Watts/m^2 ^{0}CM**	**K Watts/m^2 ^{0}C**
Varios Materiales			
Acabados			
Azulejos y mosaicos	2000	1.05	
Aplanado con mortero de cemento al exterior	2000	0.87	
Aplanado con mortero de cal al interior	1500	0.7	
Terrazos y pisos de mortero de cemento	2000	1.74	
Yeso	1500	0.7	
Mortero con vermiculita	500	0.18	
Encalado	1800	0.81	
Tabla roca (yeso-cartón)	950	0.16	
Cloruro de polivinilo expandido	25	0.04	
Coeficientes de Transmisión Pisos			
Piso o basamento (invierno-verano)			0.28
Ventanas y tragaluces			
Sencillos 6 mm Cs 0.94			6.4
Dobles 6 mm c/u Cs 0.80			3.49
Triples 6 mm c/u Cs 0.81			1.63
Blok de cristal de 20x20x10	2000		
Al exterior			2.79
Al interior			2.33
Coeficientes de Convección (f)			
Superficie al aire exterior (fe) Velocidad del viento 12Km/h o menos (3.33m/seg o menos)			23.3
Velocidad del viento 18Km/h o menos (5.0m/seg o menos)			29.1
Velocidad del viento 24Km/h o menos (6.67m/seg o menos)			34.9
Superficie vertical interior (fi)			9.3
Superficie horizontal interior (fi) Flujo hacia abajo			7
Superficie horizontal interior (fi) Flujo hacia arriba			10.5

(HVAC&R)

Anexo A 8 refrigerante R410A

ANTON ECO AN41 (R410A)

Denominación comercial: AN41

N° ASHRAE del gas: R410A

Fórmula química: HFC formado por:
50% de R125 (Pentafluoroetano)
50% de R32 (Difluorometano)

Sustituto indirecto del R22.

Casi azeotrópico.

Aplicaciones:
Aire acondicionado residencial y comercial. Bombas de calor. Para alta temperatura de evaporación.

anton eco

Lubricante:
Poliéster.

Temperatura de ebullición:
a 1Atm = 1,013 bar -51,58°C

Temperatura de deslizamiento:
Glide = 0,1°C

Destrucción de capa de ozono:
ODP = 0

Recalentamiento global:
GWP = 1890

Clasificación de seguridad:
No tóxico, ni explosivo. A1 grupo L1

CARACTERÍSTICAS

- El AN41 es una mezcla casi azeotrópica compuesta de R-125 y R-32. Es un producto químicamente estable, con un bajo deslizamiento (Glide) de temperatura y baja toxicidad.
- Tiene mayor capacidad de refrigeración y unas presiones mucho más elevadas que el R-22. Debido a que este producto no es azeótropo debe transvasarse y cargarse siempre en fase líquida.
- El AN41 no es miscible con los aceites minerales; los aceites que se deben utilizar con este gas refrigerante son los poliolésteres. A pesar del carácter inflamable del R-32, la formulación global del producto hace que este no sea inflamable, incluso en caso de fugas.
- El AN41 tiene muy baja toxicidad incluso después de repetidas exposiciones.
- Clasificación de seguridad: A1 grupo L1

APLICACIONES

- Sistemas nuevos de aire acondicionado residencial y comercial.
- Bombas de calor.
- Es un refrigerante de mayor presión que el R-22 y debe usarse únicamente en equipos específicamente diseñados para AN41.

LUBRICANTE

- POE - Poliolester

BENEFICIOS

- El equipo diseñado para el AN41, tiene hasta 60% mayor capacidad que el equipo actual con R-22.

Anexo A 9 refrigerante R410A

TABLA DE PRESIÓN / TEMPERATURA

Temp. (°C)	AN41
-50	0.12
-48	0.23
-46	0.36
-44	0.49
-42	0.63
-40	0.79
-38	0.95
-36	1.13
-34	1.32
-32	1.52
-30	1.74
-28	1.96
-26	2.21
-24	2.47
-22	2.74
-20	3.03
-18	3.34
-16	3.66
-14	4.01

Temp. (°C)	AN41
-12	4.37
-10	4.75
-8	5.15
-6	5.58
-4	6.02
-2	6.49
0	6.98
2	7.49
4	8.03
6	8.61
8	9.18
10	9.81
12	10.44
14	11.12
16	11.82
18	12.55
20	13.31
22	14.11
24	14.92

Temp. (°C)	AN41
26	15.78
28	16.67
30	17.59
32	18.55
34	19.55
36	20.58
38	21.65
40	22.76
42	23.91
44	25.09
46	26.32
48	27.58
50	28.89
52	30.25
54	31.65
56	33.09
58	34.58

(Presión: Bares manométricos)

PROPIEDADES FÍSICAS

Peso molecular: 72.6 (g/mol)
Temperatura crítica: 72.13 (°C)
Presión crítica: 49.26 (bar abs)
Densidad crítica: 488.9 (Kg/m3)
Densidad del líquido a 25°C: 1062 (Kg/m3)
Densidad del vapor saturado a 25°C: 4.12 (Kg/m3)

Presión del vapor a 25°C: 16.5 (bar abs)
Calor de vaporización a p.ebullición: 276 (Kj/Kg)
Calor específico del líquido a 25°C: 1.84 (Kj/Kg K)
Calor específico del vapor a 25°C: 0.83 (Kj/Kg K)
Conductividad térmica del líquido a 25°C: 0.088 (W/mk)
Conductividad térmica del vapor a 25°C: 0.013 (W/mk)

Anexo A 10 tabla termodinámica refrigerante R410A

Table 1 (continued)
Suva® 410A Saturation Properties—Temperature Table

TEMP.	PRESSURE kPa		VOLUME m³/kg		DENSITY kg/m³		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/(kg)(K)		TEMP.
°C	LIQUID p_f	VAPOR p_g	LIQUID v_f	VAPOR v_g	LIQUID $1/v_f$	VAPOR $1/v_g$	LIQUID h_f	LATENT h_{fg}	VAPOR h_g	LIQUID s_f	VAPOR s_g	°C
20	1443.6	1438.8	0.0009	0.0176	1087.2	56.825	232.0	194.8	426.8	1.1116	1.7760	20
21	1483.7	1478.9	0.0009	0.0171	1082.4	58.545	233.7	193.2	426.9	1.1172	1.7741	21
22	1524.7	1519.7	0.0009	0.0166	1077.5	60.314	235.4	191.7	427.1	1.1227	1.7721	22
23	1566.6	1561.4	0.0009	0.0161	1072.5	62.132	237.1	190.1	427.2	1.1283	1.7702	23
24	1609.3	1604.0	0.0009	0.0156	1067.5	64.001	238.7	188.5	427.3	1.1338	1.7682	24
25	1652.9	1647.4	0.0009	0.0152	1062.4	65.924	240.4	186.9	427.3	1.1394	1.7662	25
26	1697.3	1691.7	0.0010	0.0147	1057.3	67.901	242.1	185.3	427.4	1.1450	1.7643	26
27	1742.7	1736.9	0.0010	0.0143	1052.1	69.935	243.9	183.6	427.5	1.1506	1.7623	27
28	1788.9	1783.0	0.0010	0.0139	1046.9	72.028	245.6	181.9	427.5	1.1562	1.7603	28
29	1836.1	1830.0	0.0010	0.0135	1041.6	74.181	247.3	180.2	427.5	1.1618	1.7582	29
30	1884.2	1877.9	0.0010	0.0131	1036.3	76.398	249.1	178.5	427.6	1.1674	1.7562	30
31	1933.3	1926.8	0.0010	0.0127	1030.9	78.679	250.8	176.8	427.6	1.1730	1.7541	31
32	1983.3	1976.6	0.0010	0.0123	1025.4	81.028	252.6	175.0	427.6	1.1786	1.7521	32
33	2034.3	2027.4	0.0010	0.0120	1019.9	83.447	254.3	173.2	427.5	1.1843	1.7500	33
34	2086.3	2079.2	0.0010	0.0116	1014.2	85.939	256.1	171.4	427.5	1.1899	1.7479	34
35	2139.2	2132.0	0.0010	0.0113	1008.6	88.506	257.9	169.5	427.5	1.1956	1.7458	35
36	2193.2	2185.7	0.0010	0.0110	1002.8	91.151	259.7	167.7	427.4	1.2013	1.7436	36
37	2248.1	2240.5	0.0010	0.0107	996.9	93.879	261.5	165.8	427.3	1.2070	1.7414	37
38	2304.2	2296.3	0.0010	0.0103	991.0	96.691	263.4	163.8	427.2	1.2127	1.7392	38
39	2361.2	2353.2	0.0010	0.0100	985.0	99.592	265.2	161.9	427.1	1.2185	1.7370	39
40	2419.3	2411.1	0.0010	0.0098	978.9	102.585	267.1	159.9	427.0	1.2243	1.7348	40
41	2478.5	2470.1	0.0010	0.0095	972.7	105.674	269.0	157.8	426.8	1.2301	1.7325	41
42	2538.8	2530.2	0.0010	0.0092	966.4	108.864	270.9	155.8	426.7	1.2359	1.7302	42
43	2600.1	2591.3	0.0010	0.0089	960.0	112.159	272.8	153.7	426.5	1.2418	1.7278	43
44	2662.6	2653.6	0.0011	0.0087	953.4	115.564	274.8	151.5	426.3	1.2477	1.7255	44
45	2726.1	2717.0	0.0011	0.0084	946.8	119.085	276.7	149.3	426.0	1.2537	1.7230	45
46	2790.9	2781.6	0.0011	0.0082	940.0	122.727	278.7	147.1	425.8	1.2597	1.7206	46
47	2856.7	2847.3	0.0011	0.0079	933.1	126.497	280.7	144.8	425.5	1.2658	1.7181	47
48	2923.8	2914.2	0.0011	0.0077	926.0	130.402	282.7	142.5	425.2	1.2719	1.7156	48
49	2991.9	2982.2	0.0011	0.0074	918.8	134.448	284.8	140.1	424.9	1.2781	1.7130	49
50	3061.3	3051.5	0.0011	0.0072	911.4	138.645	286.9	137.7	424.6	1.2843	1.7104	50
51	3131.9	3122.0	0.0011	0.0070	903.9	143.001	289.0	135.2	424.2	1.2906	1.7077	51
52	3203.7	3193.7	0.0011	0.0068	896.1	147.527	291.2	132.6	423.8	1.2971	1.7050	52
53	3276.7	3266.6	0.0011	0.0066	888.2	152.235	293.4	130.0	423.4	1.3036	1.7022	53
54	3351.0	3340.9	0.0011	0.0064	880.0	157.139	295.6	127.3	423.0	1.3102	1.6994	54
55	3426.5	3416.3	0.0012	0.0062	871.5	162.252	297.9	124.6	422.5	1.3169	1.6965	55
56	3503.3	3493.1	0.0012	0.0060	862.8	167.594	300.3	121.7	422.0	1.3238	1.6935	56
57	3581.3	3571.2	0.0012	0.0058	853.8	173.187	302.7	118.7	421.4	1.3308	1.6904	57
58	3660.7	3650.7	0.0012	0.0056	844.5	179.056	305.1	115.7	420.8	1.3380	1.6873	58
59	3741.3	3731.5	0.0012	0.0054	834.8	185.232	307.7	112.5	420.2	1.3453	1.6841	59
60	3823.3	3813.6	0.0012	0.0052	824.7	191.757	310.3	109.2	419.5	1.3529	1.6808	60
61	3906.6	3897.1	0.0012	0.0050	814.1	198.680	313.0	105.8	418.8	1.3608	1.6773	61
62	3991.2	3982.0	0.0013	0.0049	802.9	206.069	315.9	102.2	418.1	1.3689	1.6738	62
63	4077.2	4068.4	0.0013	0.0047	791.1	214.014	318.8	98.4	417.2	1.3774	1.6700	63
64	4164.5	4156.1	0.0013	0.0045	778.5	222.641	322.0	94.3	416.3	1.3863	1.6661	64
65	4253.2	4245.4	0.0013	0.0043	765.0	232.131	325.3	90.0	415.3	1.3958	1.6620	65
66	4343.3	4336.1	0.0013	0.0041	750.3	242.755	328.8	85.3	414.2	1.4059	1.6575	66
67	4434.7	4428.2	0.0014	0.0039	734.2	254.940	332.7	80.3	412.9	1.4168	1.6527	67
68	4527.6	4521.9	0.0014	0.0037	716.0	269.366	336.9	74.6	411.5	1.4289	1.6476	68
69	4621.8	4617.2	0.0014	0.0035	694.9	287.059	341.7	68.4	410.1	1.4425	1.6424	69
70	4717.5	4713.9	0.0015	0.0032	669.1	308.947	347.3	61.6	408.9	1.4586	1.6380	70

Anexo A 11 tabla termodinámica refrigerante R410A

Table 2 (continued)
Suva® 410A Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m^3/kg H = Enthalpy in kJ/kg S = Entropy in kJ/(kg) (K) (Saturated Vapor Properties in parentheses)

ABSOLUTE PRESSURE, kPa

TEMP. °C	160.0 (−42.07°C) V	H	S	170.0 (−40.74°C) V	H	S	180.0 (−39.47°C) V	H	S	190.0 (−38.26°C) V	H	S	TEMP. °C
	(0.1552)	(406.1)	(1.9131)	(0.1465)	(406.7)	(1.9093)	(0.1388)	(407.3)	(1.9058)	(0.1318)	(407.9)	(1.9024)	
−40	0.1570	407.8	1.9204	0.1471	407.4	1.9119	—	—	—	—	—	—	−40
−35	0.1613	411.9	1.9376	0.1512	411.4	1.9293	0.1423	411.0	1.9214	0.1342	410.6	1.9139	−35
−30	0.1655	415.9	1.9544	0.1552	415.5	1.9463	0.1461	415.1	1.9385	0.1379	414.8	1.9311	−30
−25	0.1696	420.0	1.9709	0.1591	419.6	1.9629	0.1498	419.3	1.9553	0.1415	418.9	1.9480	−25
−20	0.1737	424.0	1.9871	0.1630	423.7	1.9792	0.1535	423.4	1.9716	0.1450	423.0	1.9645	−20
−15	0.1778	428.1	2.0030	0.1669	427.8	1.9952	0.1572	427.5	1.9877	0.1485	427.2	1.9806	−15
−10	0.1818	432.2	2.0186	0.1707	431.9	2.0109	0.1608	431.6	2.0035	0.1520	431.3	1.9965	−10
−5	0.1857	436.2	2.0340	0.1744	436.0	2.0263	0.1644	435.7	2.0190	0.1554	435.5	2.0121	−5
0	0.1897	440.3	2.0492	0.1781	440.1	2.0416	0.1679	439.9	2.0343	0.1588	439.6	2.0274	0
5	0.1936	444.5	2.0641	0.1818	444.2	2.0566	0.1714	444.0	2.0494	0.1621	443.8	2.0426	5
10	0.1974	448.6	2.0789	0.1855	448.4	2.0714	0.1749	448.2	2.0642	0.1654	448.0	2.0575	10
15	0.2013	452.8	2.0934	0.1892	452.6	2.0860	0.1784	452.4	2.0789	0.1687	452.2	2.0722	15
20	0.2051	456.9	2.1078	0.1928	456.8	2.1004	0.1818	456.6	2.0934	0.1720	456.4	2.0867	20
25	0.2089	461.2	2.1221	0.1964	461.0	2.1147	0.1852	460.8	2.1077	0.1752	460.6	2.1011	25
30	0.2127	465.4	2.1362	0.2000	465.2	2.1288	0.1886	465.1	2.1219	0.1784	464.9	2.1152	30
35	0.2165	469.7	2.1501	0.2035	469.5	2.1428	0.1920	469.3	2.1359	0.1817	469.2	2.1293	35
40	0.2203	473.9	2.1639	0.2071	473.8	2.1566	0.1954	473.6	2.1497	0.1849	473.5	2.1432	40
45	0.2240	478.3	2.1776	0.2106	478.1	2.1703	0.1987	478.0	2.1634	0.1880	477.8	2.1569	45
50	0.2278	482.6	2.1911	0.2141	482.5	2.1839	0.2020	482.3	2.1770	0.1912	482.2	2.1705	50
55	0.2315	487.0	2.2046	0.2177	486.9	2.1973	0.2054	486.7	2.1905	0.1944	486.6	2.1840	55
60	0.2352	491.4	2.2179	0.2212	491.3	2.2107	0.2087	491.1	2.2039	0.1975	491.0	2.1974	60
65	0.2389	495.8	2.2311	0.2247	495.7	2.2239	0.2120	495.6	2.2171	0.2007	495.5	2.2107	65
70	0.2426	500.3	2.2442	0.2282	500.2	2.2370	0.2153	500.1	2.2303	0.2038	499.9	2.2238	70
75	0.2463	504.8	2.2572	0.2317	504.7	2.2501	0.2186	504.6	2.2433	0.2070	504.5	2.2369	75
80	0.2500	509.3	2.2701	0.2351	509.2	2.2630	0.2219	509.1	2.2562	0.2101	509.0	2.2498	80
85	0.2537	513.9	2.2829	0.2386	513.8	2.2758	0.2252	513.7	2.2691	0.2132	513.6	2.2627	85
90	0.2574	518.5	2.2957	0.2421	518.4	2.2885	0.2285	518.3	2.2818	0.2163	518.2	2.2754	90
95	0.2610	523.1	2.3083	0.2455	523.0	2.3012	0.2317	522.9	2.2945	0.2194	522.8	2.2881	95
100	0.2647	527.7	2.3209	0.2490	527.6	2.3137	0.2350	527.5	2.3070	0.2225	527.5	2.3007	100
105	0.2684	532.4	2.3333	0.2524	532.3	2.3262	0.2383	532.2	2.3195	0.2256	532.2	2.3132	105
110	0.2720	537.1	2.3457	0.2559	537.0	2.3386	0.2415	537.0	2.3319	0.2287	536.9	2.3256	110
115	—	—	—	—	—	—	0.2448	541.7	2.3442	0.2318	541.6	2.3379	115

TEMP. °C	200.0 (−37.09°C) V	H	S	210.0 (−35.97°C) V	H	S	220.0 (−34.89°C) V	H	S	230.0 (−33.85°C) V	H	S	TEMP. °C
	(0.1255)	(408.4)	(1.8992)	(0.1198)	(409.0)	(1.8962)	(0.1146)	(409.4)	(1.8933)	(0.1099)	(409.9)	(1.8906)	
−35	0.1270	410.2	1.9066	0.1205	409.8	1.8997	—	—	—	—	—	—	−35
−30	0.1306	414.4	1.9240	0.1239	414.0	1.9172	0.1178	413.6	1.9106	0.1123	413.2	1.9043	−30
−25	0.1340	418.5	1.9410	0.1272	418.2	1.9343	0.1210	417.8	1.9278	0.1154	417.5	1.9216	−25
−20	0.1374	422.7	1.9576	0.1305	422.4	1.9510	0.1242	422.0	1.9446	0.1184	421.7	1.9385	−20
−15	0.1407	426.9	1.9738	0.1337	426.6	1.9673	0.1273	426.3	1.9611	0.1214	425.9	1.9551	−15
−10	0.1440	431.0	1.9898	0.1368	430.7	1.9834	0.1303	430.5	1.9772	0.1243	430.2	1.9713	−10
−5	0.1473	435.2	2.0055	0.1400	434.9	1.9991	0.1333	434.7	1.9930	0.1272	434.4	1.9872	−5
0	0.1505	439.4	2.0209	0.1431	439.1	2.0146	0.1363	438.9	2.0086	0.1301	438.6	2.0028	0
5	0.1537	443.5	2.0361	0.1461	443.3	2.0298	0.1392	443.1	2.0239	0.1329	442.8	2.0182	5
10	0.1569	447.7	2.0510	0.1491	447.5	2.0449	0.1421	447.3	2.0390	0.1357	447.1	2.0333	10
15	0.1600	452.0	2.0658	0.1521	451.8	2.0597	0.1450	451.6	2.0538	0.1385	451.3	2.0482	15
20	0.1631	456.2	2.0803	0.1551	456.0	2.0743	0.1479	455.8	2.0685	0.1412	455.6	2.0629	20
25	0.1662	460.4	2.0947	0.1581	460.3	2.0887	0.1507	460.1	2.0829	0.1439	459.9	2.0774	25
30	0.1693	464.7	2.1090	0.1610	464.6	2.1030	0.1535	464.4	2.0972	0.1466	464.2	2.0917	30
35	0.1724	469.0	2.1230	0.1640	468.9	2.1170	0.1563	468.7	2.1113	0.1493	468.5	2.1058	35
40	0.1754	473.3	2.1369	0.1669	473.2	2.1310	0.1591	473.0	2.1253	0.1520	472.9	2.1198	40
45	0.1785	477.7	2.1507	0.1698	477.5	2.1448	0.1619	477.4	2.1391	0.1547	477.3	2.1337	45
50	0.1815	482.1	2.1644	0.1727	481.9	2.1585	0.1647	481.8	2.1528	0.1573	481.7	2.1474	50
55	0.1845	486.5	2.1779	0.1755	486.3	2.1720	0.1674	486.2	2.1664	0.1600	486.1	2.1610	55
60	0.1875	490.9	2.1913	0.1784	490.8	2.1854	0.1701	490.6	2.1798	0.1626	490.5	2.1744	60
65	0.1905	495.3	2.2045	0.1813	495.2	2.1987	0.1729	495.1	2.1931	0.1652	495.0	2.1878	65
70	0.1935	499.8	2.2177	0.1841	499.7	2.2119	0.1756	499.6	2.2063	0.1678	499.5	2.2010	70
75	0.1965	504.3	2.2308	0.1870	504.2	2.2250	0.1783	504.1	2.2194	0.1704	504.0	2.2141	75
80	0.1994	508.9	2.2437	0.1898	508.8	2.2379	0.1810	508.7	2.2324	0.1730	508.6	2.2271	80
85	0.2024	513.5	2.2566	0.1926	513.4	2.2508	0.1837	513.3	2.2453	0.1756	513.2	2.2400	85
90	0.2054	518.1	2.2694	0.1955	518.0	2.2636	0.1864	517.9	2.2581	0.1782	517.8	2.2528	90
95	0.2083	522.7	2.2820	0.1983	522.6	2.2763	0.1891	522.5	2.2708	0.1808	522.4	2.2655	95
100	0.2113	527.4	2.2946	0.2011	527.3	2.2889	0.1918	527.2	2.2834	0.1834	527.1	2.2781	100
105	0.2142	532.1	2.3071	0.2039	532.0	2.3014	0.1945	531.9	2.2959	0.1860	531.8	2.2906	105
110	0.2171	536.8	2.3195	0.2067	536.7	2.3138	0.1972	536.6	2.3083	0.1885	536.6	2.3031	110
115	0.2201	541.6	2.3319	0.2095	541.5	2.3261	0.1999	541.4	2.3207	0.1911	541.3	2.3154	115
120	—	—	—	—	—	—	0.2026	546.2	2.3329	0.1936	546.1	2.3277	120

Anexo A 12 equipos tipo Split piso techo

Midea
Commercial Aircon

Climate Solution for Green Environment

Aire Acondicionado CAC

Split Piso Techo

Características

Capacidad						
Dimensión		3 Ac- Ph	220-60-1	220-60-1	220-60-1	220-60-1
Enfriamiento	Capacidad	Btu/h	24,000	36,000	48,000	60,000
	Potencia	W	2,900	3,700	4,500	5,300
	Corriente	A	13.3	16.7	19.3	15.9
	SEER	Btu/w·h	10	10	10	10
Consumo		W	3,400	4,200	5,300	6,200
		W	18	13.8	17.5	16.5
Componentes Internos						
Ventilador	Potencia	W	105	240	120*2	120*2
	Capacitor	uF	2.5uF/450V	3.5uF/450V	2.5uF/450V	2.5uF/450V
	Velocidad (rmp/hs)	r/min	1450/1150/950	1300/1100/1070	1450/1250/1150	1450/1250/1150
Intercambiador	a. Número de Columnas	-	3	3	3	3
	b. Paso o Pitch	mm	25.4×22	25.4×22	25.4×22	25.4×22
	c. Espacio entre Aletas	mm	1.5	1.8	1.8	1.8
	d. Tipo Aleta	-	Hydrophilic Aluminum			
	e. Diámetro Externo y Tipo	mm	ø9.53, inner groove tube	ø9.53, inner groove tube	ø9.53, inner groove tube	ø9.53, inner groove tube
	f. Largo/Alto/Ancho	mm	894x254x66	1194x254x66	1300x254x66	1300x254x66
	g. Número de Circuitos	-	3	3	4	4
Dimensión (WxHxD)		mm	950x660x200	1250x660x200	1670x660x200	1670x660x200
Packing (WxHxD)		mm	1000x744x285	1270x744x285	1744x760x320	1744x760x320
Net Gross weight		Kg	27/32	35/40	52/59	52/59
Control		■	Control Remoto	Control Remoto	Control Remoto	Control Remoto
Datos de Operación						
Tipo de Refrigerante		-	R22-300	R22-450	R22-600	R22-600
Flujo de Aire (H/M/L)		m3/h	1350/1100/1070	1800/1600/1350	2400/2200/1900	2400/2200/1900
Presión Nivel Sonoro (H/M/L)		dB(A)	57/52/51	59/54/50	57/53/50	57/53/50
Presión Diseño (High side/low side)		MPa	2.5/1.2	2.5/1.2	2.5/1.2	2.5/1.2
Tubería	Líquido / Gas	mm	6.35/12.70	9.52/12.70	9.52/15.88	9.52/15.88
	Máx. Distancia Tubería	m	30	30	30	30
	Máx. Diferencia de Nivel	m	20	20	20	20
Temperatura de Operación		■	17-30	17-30	17-30	17-30

Capacidad						
Alimentación		3 Ac- Ph	220-60-1	220-60-1	220-60-1	220-60-1
Enfriamiento	Capacidad	Btu/h	24,000	36,000	48,000	60,000
	Potencia	W	2,900	4,100	5,240	6,300
	Corriente	A	9.30	14.40	20.20	26.20
	SEER	Btu/W·h	10	10	10	10
Remoción Humedad		L/h	2.4	3.6	4.5	6
Consumo		W	3,400	4,200	5,300	6,200
Corriente Nominal		A	16	22.3	29.3	32.3
Componentes Internos						
Compresor	Tipo	-	Rotary	Scroll	Scroll	Scroll
	Capacity	Btu/h	26,172	36,800	48,436	61,076
	Potencia	W	2,300	3,020	4,200	5,300
	RLA	A	9.3	11.1	12.5	15.6
	LRA	A	46.8	77	86	100
	Protector Térmico	■	Interno	Interno	Interno	Interno
	Aceite Refrigerante	ml	850	1,240	1,200	1,400
Intercambiador	a. Número de Columnas	-	1	1	1	1
	b. Paso o Pitch	mm	21×12.37	21×12.37	21×12.37	21×12.37
	c. Espacio entre Aletas	mm	1.3	1.3	1.3	1.3
	d. Diámetro Externo y Tipo	mm	9.7, inner groove tube	9.7, inner groove tube	9.7, inner groove tube	9.7, inner groove tube
	e. Largo/Alto/Ancho	mm	1430×368×12.37	1934×368×12.37	2064×1714×12.37	2064×1768×12.37
	f. Número de Circuitos	-	3	3	5	5
Datos de Operación						
Flujo de Aire		m3/h	3,300	5,100	7,400	7,400
Presión Nivel Sonoro		dB(A)	62	67	65	65
Dimensiones (W*L*H)		mm	550×400×640	800×400×600	710×708×710	710×600×710
Embalaje (W*L*H)		mm	580×410×680	830×470×630	738×798×738	738×600×738
Peso Neto / Bruto		Kg	46/49	56/60	75/81	61/66
Presión de Diseño (high side/low side)		MPa	2.5/1.2	2.5/1.2	2.5/1.2	2.5/1.2
Temperatura Ambiente		°C	21~43	21~43	21~43	21~43

Certificaciones

Climate Solution for Green Environment

Anexo A 13 especificaciones técnicas de la unidad exterior

Especificaciones Técnicas

Unidad Exterior

MODELO		YCJD18 S41S3	YCJD24 S41S3	YCJD36 S41S3	YCJD48 S41S3	YCJD60 S41S3	YCJD36 S43S3	YCJD48 S43S3	YCJD60 S43S3
Voltaje		208 - 230V/ 1Ph/60Hz					208 - 230V/3Ph/60Hz		
Rango de Voltaje [1]		187 to 252							
Tipo de Compresor		Rotativo	Reciprocante			Scroll	Reciprocante		Scroll
Amperaje de Compresor	Arranque	7.4	9.3	13.1	15.7	26.2	8.6	11.2	17.6
	Trabajo	40.0	43.0	74	84	150	68	88	120
Resistencia Eléctrica		No Incluye							
Amperaje de Motor Eléctrico	De Trabajo	0.5	0.8	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Diámetro de Hélice		17.5"	17.5"	22"	22"	24"	22"	22"	22"
Motor de Ventilador	HP	1/12	1/8	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4
	RPM	1100	1075	850	850	850	850	850	850
	CFM	1400	1950	3200	2950	3600	3200	2950	1400
Línea de Líquido		3/8"							
Línea de Succión		5/8"	3/4"	3/4"	7/8"	7/8"	3/4"	7/8"	7/8"
Carga de la Unidad (Lbs. - Oz) [4]		3 - 3	3 - 3	4 - 9	4 - 9	5 - 6	4 - 9	4 - 9	5 - 6
Carga por Pie, Oz.		0.58	0.62	0.62	0.67	0.67	0.62	0.67	0.67
Peso de Operación Lbs.		97	129	145	173	195	145	173	195

[1]Clasificado de acuerdo con la gama estándar de utilización de ARI 110"A".
[4]La unidad viene pre cargada para una longitud de 15 pies.
Para mayor o menor longitud sumar o restar la cantidad de refrigerante utilizando la longitud multiplicada por el valor de cada pie.

Unidad Interior

Anexo A 14 especificaciones técnicas de la unidad interior

Unidad Interior

Modelo		AHP18B**H21	AHP24B**H21	AHP36C**H21	AHP48D**H21	AHP60D**H21
Blower - Diámetro X Ancho		9" x 6"	10" x 6"	10" x 10"	10" x 10"	11" x 10"
Motor	HP	1/3 HP	1/4 HP	3/4 HP	3/4 HP	1 HP
	RPM	1075	1075	1075	1075	1050
Voltaje		208 - 230V/ 1Ph/60Hz				
Amperaje	Trabajo	1.9	1.5	3.6	3.8	7.6
Filtro	Tipo	Desechable o Permanente				
	Medidas en Pulg.	16 x 20 x 1	16 x 20 x 1	20 x 20 x 1	20 x 20 x 1	22 x 20 x 1
	Modelo de Filtro	1PF0601BK	1PF0601BK	1PF0602BK	1PF0603BK	1PF0603BK
Peso Bruto / Peso Neto (lbs)		131/125	135/129	165/159	190/179	193/182